

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení

Práce hydrodynamického čerpadla v turbínovém provozu

Hydrodynamic Pump Operated as Turbine

Student: Pavel Carbol

Osobní číslo: CAR0069

Vedoucí bakalářské práce: doc. Ing. Sylva Drábková, Ph.D.

Ostrava 2020

Zadání bakalářské práce

Student: **Pavel Carbol**
Studijní program: **B2341 Strojírenství**
Studijní obor: **2302R007 Hydraulické a pneumatické stroje a zařízení**
Téma: **Práce hydrodynamického čerpadla v turbínovém provozu**
Hydrodynamic Pump Operated as Turbine

Jazyk vypracování: **čeština**

Zásady pro vypracování:

Zpracujte rešeršní část zaměřenou na:

- popis principu činnosti hydrodynamických strojů,
- kinematické poměry v oběžném kole čerpadla a turbíny,
- úplnou charakteristiku hydrodynamického stroje,
- práci odstředivého čerpadla v turbínovém provozu.

Popište podávací hydro-agregát s turbínovým pohonem a proveďte vyhodnocení dat z měření jeho charakteristik ve zkušebně Sigma Lutín.

Seznam doporučené odborné literatury:

MELICHAR, J., BLÁHA, J. *Problematika soudobé čerpací techniky*. Praha: ČVUT, 2007. 265 s. ISBN 978-80-01-03719-5.

BLÁHA, J., BRADA, K. *Hydraulické stroje*. 1st edition Praha: SNTL, 1992. 747 s. ISBN 80-03-00665-1.

BLEJCHAŘ, T., DRÁBKOVÁ, S. *Čerpací technika a potrubí, návody do cvičení*. VŠB-TUO, Ostrava, 2010. 76 s. ISBN 978-80-248-2205-1.[online]. Dostupné na <http://www.338.vsb.cz/studium/skripta/>.

PACIGA, A. a kol. *Čerpacia technika*. Bratislava: ALFA, 1984. 223 s.

BLÁHA, J., BRADA, K. *Hydrodynamická čerpadla*. 2. Přepřacované vydání. Praha: Ediční středisko ČVUT, 1992, 202s. ISBN 80-01-00802-9.

BOLDIŠ, P. *Bibliografické citace podle dokumentů ČSN ISO 690 a ČSN ISO 690-2, část 2 – Modely a příklady citací u jednotlivých typů dokumentů*. [online].

Dostupné na <http://www.boldis.cz/citace/citace2.pdf>.

Zásady pro vypracování kvalifikační práce. FS_SME_05_003.

Dostupné na iso.fs.vsb.cz/SME/FS_SME_05_003.pdf.

Komárek, M. *Zpráva o měření podávacího hydro-agregátu. Technický protokol*. Sigma Výzkumný a vývojový ústav s.r.o. Lutín, 2018. 36 s.

Pumps as turbines in the water industry - World Pumps. Dostupné na <http://www.worldpumps.com>.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **doc. Ing. Sylva Drábková, Ph.D.**

Datum zadání: 20.12.2019

Datum odevzdání: 18.05.2020



doc. Dr. Ing. Lumír Hružík
vedoucí katedry



prof. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

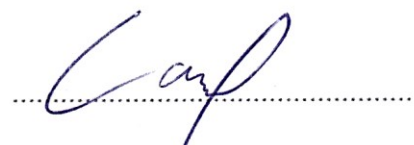


Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucí bakalářské práce paní doc. Ing. Sylvy Drábkové, Ph.D. a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V práci jsem použil technické parametry a data z měření poskytnuté firmou Sigma Lutín a.s., firma se zveřejněním poskytnutých dat souhlasí.

V Ostravě dne 18. května 2020

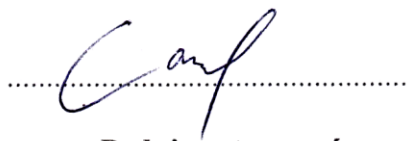


Podpis studenta

Prohlašuji, že:

- jsem si vědom, že na tuto moji závěrečnou bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. Zákon o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (dále jen Autorský zákon), zejména § 35 (Užití díla v rámci občanských či náboženských obřadů nebo v rámci úředních akcí pořádaných orgány veřejné správy, v rámci školních představení a užití díla školního) a § 60 (Školní dílo).
- Beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo užít tuto závěrečnou bakalářskou práci nekomerčně ke své vnitřní potřebě (§ 35 odst. 3 Autorského zákona).
- Bude-li požadováno, jeden výtisk této bakalářské práce bude uložen u vedoucího práce.
- S VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 Autorského zákona.
- Užít toto své dílo, nebo poskytnout licenci k jejímu využití, mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mě požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- Beru na vědomí, že podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, že tato bakalářská práce bude před obhajobou zveřejněna na pracovišti vedoucího práce a v elektronické podobě uložena a po obhajobě zveřejněna v Ústřední knihovně VŠB – TUO, a to bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne 18. května 2020



Podpis autora práce

Jméno a příjmení autora práce:

Pavel Carbol

Adresa trvalého pobytu autora práce:

J. Lohrera 686, Frýdek-Místek, 738 01

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

CARBOL, P. *Práce hydrodynamického čerpadla v turbínovém provozu: bakalářská práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení, 2020, 60 s. Vedoucí práce: Drábková, S.

Bakalářská práce se zabývá hydrodynamickým čerpadlem při práci v turbínovém provozu. V úvodu je popsáno rozdělení čerpadel na hydrodynamická a hydrostatická. Po tomto rozdělení je práce soustředěna na možnosti využití odstředivého hydrodynamického čerpadla v čerpadlovém a turbínovém provozu. Na základě poskytnutých dat z měření společností Sigma Lutín a.s. byly provedeny výpočty a grafy charakteristik potřebných k posouzení, zda je čerpadlo vhodné provozovat jako turbínu z konstrukčního a ekonomického hlediska. Poskytnutá data jsou přiložena k bakalářské práci.

ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

CARBOL, P. *Hydrodynamic Pump Operated as Turbine, Bachelor Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Hydromechanics and Hydraulics Equipment, 2020, 60 p. Thesis head: Drábková, S.

Bachelor thesis deals with hydrodynamic pump operated as turbine (PAT). The introduction describes the division of pumps into hydrodynamic and hydrostatic. This thesis is focused on the possibility of using centrifugal hydrodynamic pump in classic operation and turbine operation. Based on data provided by Sigma Lutín a.s. and its statistical processing was decided whether the pump is suitable to operate as a turbine or not. Structural and economical point of view was also taken in consideration. Provided data are attached to the thesis.

Obsah

1	Seznam použitých symbolů a zkratk.....	8
2	Úvod.....	10
3	Čerpadla	10
3.1	Rozdělení dle normy	11
3.2	Hydrostatická čerpadla	11
3.3	Hydrodynamická čerpadla	11
3.3.1	Rozdělení HD čerpadel.....	12
3.3.2	Konstrukce HD čerpadla	15
3.4	Bernoulliho rovnice pro rotující kanál.....	16
4	Hydrodynamická podobnost.....	18
4.1	Kinematické poměry v oběžném kole čerpadla	19
4.2	Rychloběžnost hydraulických strojů.....	21
4.3	Oblasti provozu čerpadla	24
5	Turbínový provoz radiálního čerpadla.....	25
5.1	Vliv na parametry čerpadla v turbínovém provozu.....	27
5.2	Rychlostní trojúhelníky při čerpadlovém a turbínovém provozu PAT	28
5.3	Hydraulické odpory při čerpadlovém a turbínovém provozu PAT	29
5.4	Přepočty parametrů PAT	31
5.5	Provoz a regulace čerpadla v turbínovém provozu	31
5.6	Charakteristiky turbínového provozu	36
5.7	Výhody a nevýhody PAT	37
6	Měření charakteristik podávacího hydro-agregátu	38
6.1	Použité normy	38
6.2	Podávací hydro-agregát.....	39
6.3	Zkušební okruh.....	39
6.4	Vyhodnocení naměřených dat	39
7	Tabulky naměřených hodnot	43
8	Grafické znázornění charakteristik hydro-agregátu	48
9	Závěr	50
10	Příloha	54
11	Použitá literatura	59

1 Seznam použitých symbolů a zkratek

D_1	vnitřní průměr lopatky	[m]
D_2	vnější průměr lopatky	[m]
E	měrná energie	[J·kg ⁻¹]
E_h	hydraulická energie	[J]
E_k	kinetická energie	[J]
E_m	mechanická energie	[J]
E_u	Eulerovo kritérium	[-]
F_h	hybnostní síla	[N]
H	tlaková výška, spád	[m]
$H_{t\infty}$	teoretická tlaková výška čerpadla pro nekonečný počet lopatek	[m]
M	moment hybnostních sil, otáčivý moment	[N·m]
M_k	kroutící moment	[N·m]
P	výkon	[W]
$P_{\check{c}}$	výkon čerpadla	[W]
P_p	příkon	[W]
P_T	výkon turbíny	[W]
P_t	teoretický výkon	[W]
P_{th}	výkon hydraulického stroje	[W]
Q_v	objemový průtok	[m ³ ·s ⁻¹]
ΔQ	změna objemového průtoku	[m ³ ·s ⁻¹]
Q_T	průtok turbíny	[m ³ ·s ⁻¹]
Re	Reynoldsovo číslo	[-]
S_h	Strouhalovo kritérium	[-]
U	potenciál objemových sil	[J]
Y	měrná energie	[J·kg ⁻¹]
$Y_{\check{c}}$	teoretická měrná energie čerpadla	[J·kg ⁻¹]
Y_T	teoretická měrná energie turbíny	[J·kg ⁻¹]
$Y_{t\infty}$	teoretická měrná energie čerpadla pro nekonečný počet lopatek	[J·kg ⁻¹]
c_1	absolutní rychlost	[m·s ⁻¹]
c_2	absolutní rychlost	[m·s ⁻¹]

c_{m1}	meridiánová rychlost	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$
c_{m2}	meridiánová rychlost	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$
c_{u1}	hybná složka absolutní rychlosti	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$
c_{u2}	hybná složka absolutní rychlosti	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$
g	tíhové zrychlení	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-2}]$
h	výška, svislá vzdálenost	$[\text{m}]$
n	otáčky	$[\text{min}^{-1}]$
n_b	rychlloběžnost	$[-]$
n_q	měrné objemové otáčky	$[\text{min}^{-1}]$
n_s	specifické otáčky	$[\text{min}^{-1}]$
p	tlak	$[\text{Pa}]$
r	poloměr	$[\text{m}]$
u_1	obvodová (unášivá) rychlost	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$
u_2	obvodová (unášivá) rychlost	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$
v	rychlost	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$
w_1	relativní rychlost	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$
w_2	relativní rychlost	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$
α_1, α_2	úhel mezi absolutní a unášivou rychlostí	$[\circ]$
β_1	úhel mezi unášivou a absolutní rychlostí	$[\circ]$
β_2	úhel mezi unášivou a absolutní rychlostí	$[\circ]$
η	účinnost	$[-]$
$\eta_{h\check{c}}$	hydraulická účinnost čerpadla	$[-]$
η_{hT}, η_T	hydraulická účinnost turbíny	$[-]$
ν	kinematická viskozita	$[\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}]$
ρ	hustota	$[\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$
ω	úhlová rychlost	$[\text{s}^{-1}]$
BEP	Best Efficient Point (ideální provozní bod)	-
HD	Hydrodynamika	-
HS	hydrostatika	-
PAT	Pump As Turbine (turbínový provoz čerpadla)	-

2 Úvod

V poslední době se z ekologických důvodů zvyšuje snaha využívat přírodních zdrojů k získání energie. Mezi přírodní zdroje se řadí sluneční, větrná a vodní energie, všechny tyto zdroje nabízejí široké spektrum možností využití. Jedná se o udržitelné zdroje, jež prakticky nelze vyčerpat. Tím nejvýhodnějším zdrojem ze jmenovaných je voda, využívaná např. k provozu vodních elektráren, které mohou pracovat na rozdíl od slunečních a větrných nezávisle na vstupní veličině v jakoukoliv denní dobu.

Charakteristickou část vodních elektráren tvoří turbína, která zajišťuje přeměnu hydraulické energie na energii mechanickou. Úkolem této práce je nahrazení turbíny s nízkými výkonovými parametry, hydrodynamickým čerpadlem (dále v textu HD) v turbínovém provozu (dále v textu PAT, Pump As Turbine). Cílem práce je porovnat teoretickou část s chováním PAT při reálném provozu. V práci je popsán princip činnosti, konstrukce a kinematické poměry v oběžném kole turbíny a HD čerpadla. Praktická část je zaměřena na popis, výpočty a vyhodnocení práce podávacího hydro-agregátu s turbínovým pohonem společnosti Sigma Lutín, jež poskytla naměřená data.

HD čerpadla jsou neobvyklou, ale stále častější alternativou v nahrazování turbín např. u malých vodních elektráren, kde konstrukce HD čerpadla je téměř shodná s Francisovou turbínou. Hlavní podobnost vychází z rychloběžnosti a rychlostních trojúhelníků, což umožňuje čerpadlu pracovat v tzv. reverzním chodu (turbínový provoz). Takto upravené čerpadlo slouží k čerpání kapaliny z těžko přístupných míst, kde není možné užít turbínu a hlavně z důvodů nižších finančních nákladů na výrobu a provoz (např. opravy), oproti turbínám. Čerpadla jsou nabízena v široké škále normalizovaných velikostí a snadné dostupnosti náhradních dílů. Zásadním faktorem pro jejich upřednostnění je srovnatelná, někdy dokonce vyšší účinnost než u klasických turbín koncipovaných ke kusové výrobě [5, 6].

3 Čerpadla

Čerpadla jsou mechanismy, které se využívají u hydraulických systémů zejména k přeměně mechanické energie v energii hydraulickou. Získaná energie slouží k dopravě nebo zvedání zátěže. Čerpadla se v základním rozdělení dělí na hydrostatická a hydrodynamická [2, 4].

3.1 Rozdělení dle normy

Problematickou čerpadel a hydraulických zařízení se zabývají normy ČSN Třídy 11 - ČERPADLA, HYDRAULICKÁ ZAŘÍZENÍ. Základní rozdělení strojních a ručních čerpadel udává norma „ČSN 11 0000 Rozdělení a terminologie čerpadel“, která obsahuje základní terminologii potřebnou hlavně pro použití v nově zpracovávaných technických podkladech, obchodním styku a odborné literatuře. Spolu s normalizovanými českými názvy jsou v normě pro informaci uvedeny odpovídající slovenské názvy a dále francouzské a německé názvy převzaté z terminologie Evropského svazu výrobců čerpadel (EUROPUMP). Technickými požadavky pro odstředivá čerpadla se dále zabývají normy Třídy 1130. [1]

3.2 Hydrostatická čerpadla

Hydrostatická čerpadla (dále v textu HS), také nazývána jako objemová, jsou mechanismy, které slouží k přímé přeměně mechanické energie v energii hydraulickou. U těchto čerpadel se zejména uplatňuje Pascalův zákon. Principem těchto čerpadel je vyvození mechanického tlaku za pomoci pohyblivého členu, kterým může být lopatka, zub, membrána, píst apod. Vyvozený mechanický tlak působí přímo na kapalinu, a tím s vysokou účinností generuje energii hydraulickou. HS čerpadla se dělí na:

- a) čerpadla s kmitavým pohybem
- b) čerpadla s otáčivým pohybem

Tato čerpadla nacházejí využití zejména v aplikacích, kdy je požadován konstantní průtok, vysoký tlak, čerpání vysokoviskózních a Nenewtonských kapalin. Jejich určitou nevýhodou je „tvrdá charakteristika“, tj. nezávislost průtoku na tlaku a pulzace průtoku [4].

3.3 Hydrodynamická čerpadla

Hydrodynamická čerpadla jsou mechanismy, které slouží k přeměně mechanické energie na energii hydraulickou, která je zprostředkována v procesu dvojí transformace přes energii kinetickou.

$$E_m \rightarrow E_k \rightarrow E_h \quad (1)$$

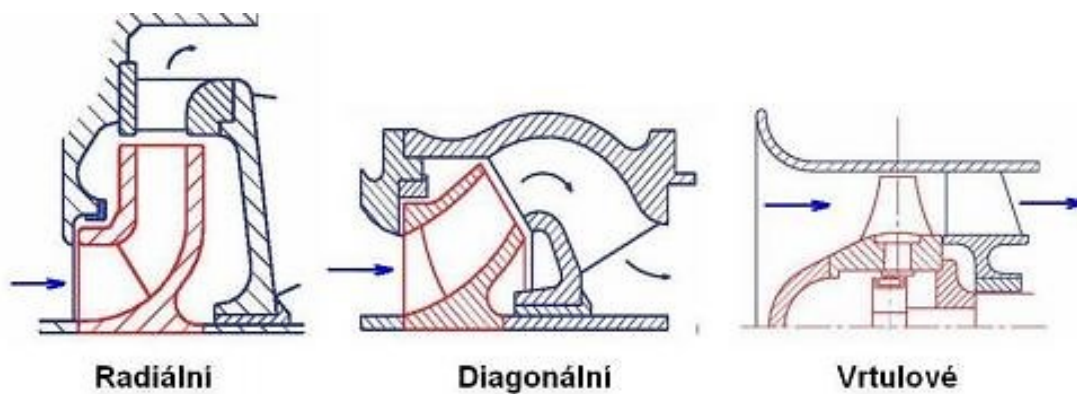
Mechanická práce je dodávána čerpadlu hnacím motorem (např. elektromotor, spalovací motor), takto získaná mechanická energie je dále v oběžném kole čerpadla transformována v energii kinetickou, která je ve spirále a rozváděcím kole převedena na energii hydraulickou. Kapalina dále odchází ze spirály a rozváděcího kola s potřebnou rychlostí a hydraulickou energií do potrubní sítě. Z důvodu dvojí přeměny energie k získání hydraulické energie znatelně klesá celková účinnost HD čerpadel oproti čerpadlům HS, kde přeměna mechanické energie v hydraulickou probíhá v přímém procesu. Pracovní médium u HD čerpadel proudí ve spojitém nepřetržitém proudu, přičemž nedochází k pulzaci průtoku. Výhodou HD čerpadel je provoz při vysokých otáčkách, který dovoluje menší rozměry a hmotnost čerpadla, což ve výsledku znamená snížení jejich pořizovací ceny. Jsou vhodná pro provoz při velkých průtocích [2, 4].

3.3.1 Rozdělení HD čerpadel

Základní typy hydrodynamických čerpadel jsou následující:

- a) lopatková
 - radiální (odstředivá)
 - diagonální
 - vrtulová (axiální)
- a) proudová (injektory)
- b) ostatní
 - zdvižná
 - mamutová
 - trkače

Dle konstrukce jsou lopatková čerpadla rozdělena do tří základních skupin, určených výstupem pracovního média, které jsou znázorněny na obr.1. Pracovní médium vstupuje do čerpadla vždy ve směru axiálním, z tohoto důvodu se rozdělení dle směru vstupu neuvádí [7].



Obr. 1 – Konstrukční rozdělení lopatkových čerpadel

Zdroj: [3]

Radiální čerpadla

Výstup pracovního média je realizován ve směru radiálním (kolmo k ose rotace). Jejich konstrukce závisí na velikosti požadovaných tlaků. Pro nízké tlaky se využívají čerpadla radiální jednostupňová, takové čerpadlo od výrobce Pedrollo je na obr. 2. Pro tlaky vysokých hodnot se využívají radiální víceetapňová čerpadla [4, 7].



Obr. 2 – Radiální čerpadlo od výrobce Pedrollo

Zdroj: <https://www.pedrollocz.cz/cz-detail-983017-fg-32-160b.html>

Diagonální čerpadla

Konstrukce diagonálních čerpadel umožňuje výstup kapaliny ve směru diagonálním (šikmém k ose rotace), čerpadla této konstrukce jsou vyráběna firmou Disa, viz. obr. 3 Diagonální čerpadlo firmy Disa. Diagonální čerpadla se využívají tam, kde je potřeba dopravovat velké množství kapaliny do malých a středních výšek. Od konstrukce radiálních čerpadel se liší mohutnější spirálou [4, 7].

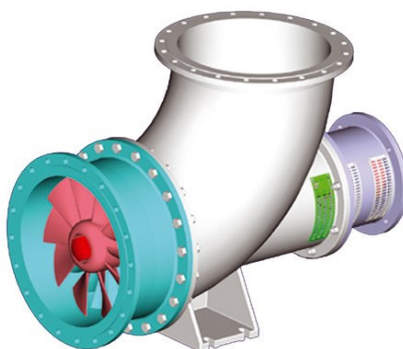


Obr. 3 – Diagonální jednostupňové čerpadlo firmy Disa

Zdroj: <https://www.disa.cz/produkty/čerpadla-a-čerpací-technika/čerpadla-kirloskar/mf-diagonalni-čerpadla-jednostupnova>

Vrtulové čerpadla

Vrtulová (axiální) čerpadla jsou konstruována tak, že vstup a výstup pracovního média je realizován ve směru axiálním (rovnoběžném s osou rotace), jak je vyobrazeno na obr. 4. Vrtulové čerpadlo firmy Sigmet. Konstrukce umožňuje použití u dopravy kapalin velkého množství do malých výšek [4, 7].



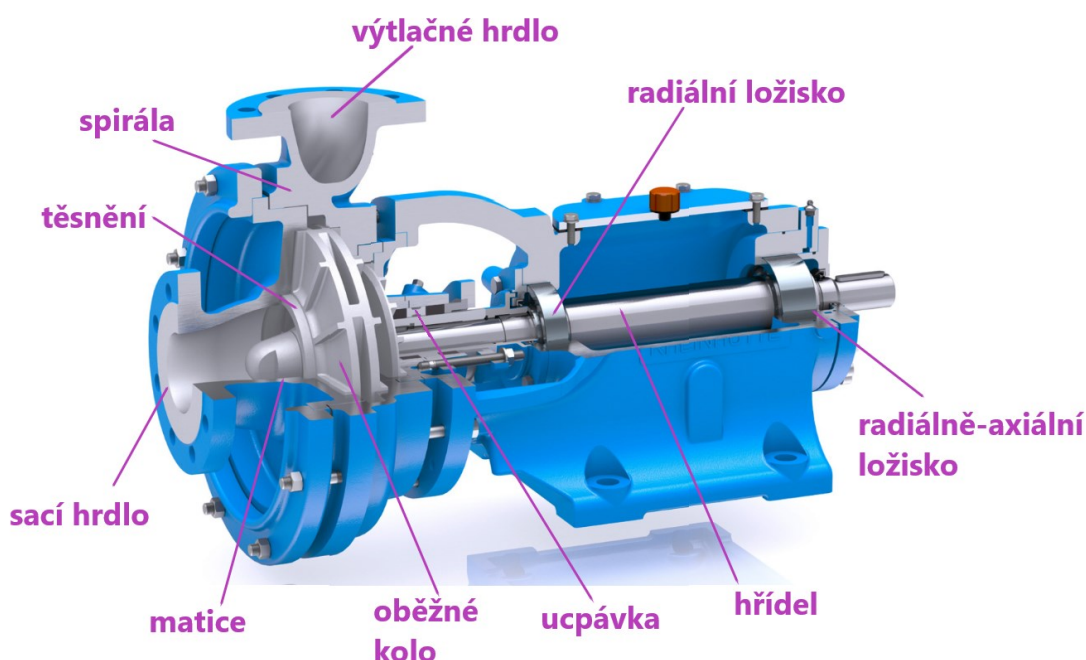
Obr. 4 – Jednostupňové vrtulové čerpadlo firmy Sigmet

Zdroj: <https://www.sigmet.cz/sortiment/rozdeleni-sortimentu-dle-oboru/čerpadla-hydrodynamicka/axialni>

3.3.2 Konstrukce HD čerpadla

Jsou členěna podle konstrukce statoru (spirála, rozvaděč) – pevná část a rotoru (oběžné kolo) – činná část, dále se dělí podle vstupu pracovní kapaliny do rotoru a podle počtu tlakových stupňů.

Základní konstrukční prvky, ze kterých se HD čerpadlo skládá, jsou znázorněny na jednostupňovém radiálním čerpadle na obr. 5. Jednostupňové odstředivé čerpadlo je tvořeno řadou prvků. Rozhodující vliv na funkčnost a účinnost čerpadla má tvar oběžného kola a spirály, sací hrdlo a směr výtláčného hrdla, tyto prvky lze nazvat hydraulickou částí. Mechanická část zajišťuje pohon čerpadla, obsahuje hnací hřídel uložený v radiálně-axiálním a radiálním ložisku. Ložiska čerpadel jsou zpravidla mazána tukem, jen ve výjimečných případech, kdy čerpadlo pracuje při vysokých teplotách se pro účel mazání využívá olej. Důležitými prvky čerpadla jsou těsnění a ucpávky, zamezující průsakům kapaliny a zbytečným ztrátám. Nároky kladené na těsnění jsou chemická odolnost vůči dopravovanému médium a odolnost vůči dopravovanému mediu [3].



Obr. 5 – Řez radiálním čerpadlem

Zdroj: <https://insights.globalspec.com/article/12400/minimizing-pump-cavitation-what-is-the-ideal-nsp-h-margin> (upraveno)

Popis základních konstrukčních prvků

- Hřídel – uložena v radiálním a radiálně-axiálním ložisku, přenáší kroutící moment z hnacího motoru na oběžné kolo.
- Oběžné kolo – transformuje mechanickou energii přivedenou z hřídele na energii kinetickou.
- Spirála – prostor s oběžným kolem, kde probíhá přeměna kinetické energie v energii hydraulickou.
- Matice – zajišťuje spojení hnací hřídele a oběžného kola.
- Sací hrdlo – usměrňuje čerpanou kapalinu ke vtoku do oběžného kola.
- Těsnicí prvky – zamezují průsaku dopravovaného média, tak aby nedošlo ke snížení účinnosti hydrodynamických čerpadel.
- Ucpávka – zamezuje průsakům kapaliny z hydraulické do mechanické části čerpadla.

3.4 Bernoulliho rovnice pro rotující kanál

Tato rovnice se uvádí proto, jelikož nejlépe popisuje princip činnosti odstředivého čerpadla. Popisuje průtok kapaliny pohybujícím se kanálem, kde dochází ke změně energie kapaliny z důvodu společného působení tíhové síly a síly vyvozené pohybem kanálu na dopravované médium. Např. při rovnoměrné rotaci ($\omega = \text{konst.}$) okolo svislé osy na kapalinu působí v každém bodě rotujícího kanálu gravitační a odstředivé zrychlení.

Tvar Bernoulliho rovnice pro ideální nestlačitelnou tekutinu a ustálené proudění v původním tvaru:

$$\frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2} - U = \text{konst.} \quad (2)$$

potenciál U obsahuje práci objemových sil působících na kapalinu a sil vyvozených rotací kanálu.

Pokud působí pouze zemská tíže, je potenciál objemových sil definován:

$$U = \int_0^h -g dy = -gh + \text{konst.} \quad (3)$$

a tedy po dosazení do Bernoulliho rovnice dostaneme následující tvar:

$$\frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2} + gh = konst. \quad (4)$$

Pokud působí zemská tíže a síla odstředivá, je potenciál objemových sil definován:

$$U = \int_0^h -g dy + \int_0^r r \cdot \omega^2 \cdot dr = -gh + \frac{r^2 \cdot \omega^2}{2} + konst. \quad (5)$$

po dosazení do Bernoulliho rovnice

$$\frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2} + gh - \frac{r^2 \cdot \omega^2}{2} = konst. \quad (6)$$

kde $r \cdot \omega = u$

$$\frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2} + gh - \frac{u^2}{2} = konst. \quad (7)$$

Při proudění skutečné kapaliny rotujícím kanálem se do Bernoulliho rovnice pro dva průřezy zařazují hydraulické odpory, výsledným tvarem definovaným pro vstup a výstup z rotujícího kanálu je tvar:

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{w_1^2}{2} + gh_1 - \frac{u_1^2}{2} = \frac{p_2}{\rho} + \frac{w_2^2}{2} + gh_2 - \frac{u_2^2}{2} + gh_z \quad (8)$$

Rychlost proudění v je označena jako w a je to relativní rychlost vztažená k rotujícímu souřadnému systému. Absolutní rychlost se pak v souladu s kinematickými poměry v oběžném kole značí jako c . Značení obvodové rychlosti u se nemění [2, 3, 12].

4 Hydrodynamická podobnost

Hlavním důvodem k zavedení hydrodynamické podobnosti je zjišťování základních vlastností a vzniku závad strojů a zařízení před aplikací v provozu. Tento výzkum je součástí experimentální práce, kdy určité jevy, vlastnosti a závady jsou zkoumány na modelu, tj. zmenšeném provedení stroje, zařízení či jeho určité součásti. Výsledky získané na modelu následně aplikujeme na skutečné zařízení, kterým je tzv. dílo.

Modelové zařízení se konstruuje v menších rozměrech, než jsou u skutečného díla, což umožňuje snížení nákladů při návrhu, manipulaci se zařízením a jeho výrobu.

Zjištěním konstrukčních vad a vlastností zavádíme opravné součinitele, protože teoretické předpoklady liší od těch skutečných.

HD podobnost se zabývá podobností jevů spojených s prouděním tekutin a lze ji využít při vyšetřování kinematických poměrů v oběžném kole čerpadla. V mnoha případech je zkoumání realizováno na zmenšeném modelu hydraulického stroje. Uplatňují se zde zásady hydrodynamické podobnosti mezi modelem a dílem, které lze definovat pomocí tří základních podmínek HD podobnosti:

- geometrická podobnost
- kinematická podobnost
- dynamická podobnost.

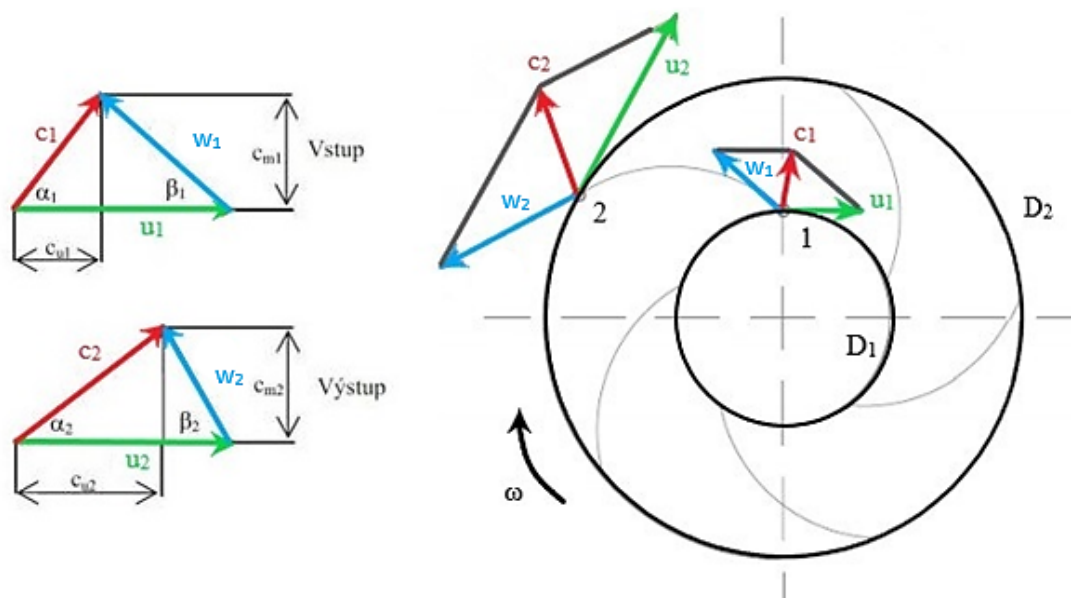
Jsou-li zkoumané jevy ovlivněny tepelným přenosem a chemickými reakcemi, vyšetřují se dále tyto složky:

- chemická podobnost
- teplotní podobnost

Při zkoumání hydrodynamické podobnosti je nezbytně nutné, aby byly všechny složky navzájem propojeny, tzn. aby při řešení kinematické podmínky byla splněna podmínka geometrická a před řešením dynamické podmínky, podmínka kinematická. Podmínky musí být splněny pro model i dílo. Splnění teplotní a chemické podobnosti není nutné, jelikož tato kritéria nejsou v čerpací technice rozhodující [2, 3, 12].

4.1 Kinematické poměry v oběžném kole čerpadla

Charakteristickou částí oběžného kola jsou tzv. rotující kanály, které svým tvarem připomínají tvar difuzoru. K popisu kinematických poměrů HD čerpadel jsou využívány rychlostní trojúhelníky, znázorněné na obr.6. Ke vzniku transformace mechanické energie v energii hydraulickou dochází mezi vstupní a výstupní hranou lopatky, přeměna začíná v bodě 1 na průměru D_1 a končí na okraji téže lopatky v bodě 2 výstupního průměru D_2 [3, 5].



Obr. 6 – Kinematické poměry v oběžném kole [3]

Zdroj: <http://www.elearn.vsb.cz/archivcd/FS/MT/Mechanika%20tekutin.pdf> (upraveno)

Kinematické poměry lze definovat těmito rychlostmi:

\vec{u} – unášivá rychlost, je obvodovou rychlostí oběžného kola,

\vec{w} – relativní rychlost, je tzv. rychlost kapaliny vztažená k diskům a lopatkám oběžného kola, vztahuje se na souřadný systém, jenž rotuje společně s oběžným kolem s úhlovou rychlostí ω ,

\vec{c} – absolutní rychlost, je rychlostí kapaliny vztažené k vnějšímu pozorovateli, jejíž souřadnicový systém je spojen se statorem hydrogenerátoru,

\vec{c}_m – meridiánová rychlost, určena vztahem: $c_m = c \cdot \sin \alpha$,

\vec{c}_u – hybná složka absolutní rychlosti, určena vztahem: $c_u = c \cdot \cos \alpha$,

α_1, α_2 – je úhel mezi unášivou a absolutní rychlostí,

β_1, β_2 – je úhel, který svírá relativní a unášivá rychlost.

Pomocí kosinových vět lze získat:

$$w_1^2 = c_1^2 + u_1^2 - 2u_1c_1 \cos \alpha_1 \Rightarrow u_1c_{u1} = \frac{c_1^2 + u_1^2 - w_1^2}{2} \quad (9)$$

$$w_2^2 = c_2^2 + u_2^2 - 2u_2c_2 \cos \alpha_2 \Rightarrow u_2c_{u2} = \frac{c_2^2 + u_2^2 - w_2^2}{2} \quad (10)$$

Teoretickou měrnou energií čerpadla lze vyjádřit z unášivé rychlosti a hybné složky absolutní rychlosti dosazením do Eulerovy čerpadlové rovnice. Nejdříve odvodíme Eulerovu čerpadlovou rovnici ze změny hybnosti:

$$\vec{F}_h = \rho \cdot Q_v \cdot \vec{c}_u = Q_m \cdot \vec{c}_u \quad (11)$$

kde \vec{F}_h definuje hybnostní sílu.

Z rozdílu momentu hybnostních sil dostaneme vztah pro teoretickou měrnou energii, kterou čerpadlo dodá jednomu kilogramu čerpané kapaliny:

$$M = M_2 - M_1 = F_{h2} \cdot \frac{D_2}{2} - F_{h1} \cdot \frac{D_1}{2} \quad (12)$$

$$M = Q_m \cdot \left(c_{u2} \cdot \frac{D_2}{2} - c_{u1} \cdot \frac{D_1}{2} \right) \quad (13)$$

Pro teoretický výkon P_t platí:

$$P_t = M \cdot \omega = Q_m \cdot Y_{t\infty} \quad (14)$$

$$P_t = Q_m \cdot \left(c_{u2} \cdot \frac{D_2}{2} \cdot \omega - c_{u1} \cdot \frac{D_1}{2} \cdot \omega \right) \quad (15)$$

$$P_t = Q_m \cdot (c_{u2} \cdot u_2 - c_{u1} \cdot u_1) \quad (16)$$

Z porovnání s rovnicí (14) je zřejmé, že výraz v závorce udává teoretickou měrnou energii v souladu s Eulerovou čerpadlovou rovnicí ve tvaru:

$$Y_{t\infty} = g \cdot H_{t\infty} = u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1} \quad (17)$$

Odvození vychází z předpokladu ideální kapaliny a jejího ideálního vedení v oběžném kole, tj. pro nekonečně mnoho lopatek.

Po dosazení z kosínové věty z rovnice (9) a (10) vyjádříme čerpadlovou rovnici následovně:

$$Y_{t\infty} = \frac{c_2^2 + u_2^2 - w_2^2}{2} - \frac{c_1^2 + u_1^2 - w_1^2}{2} \quad (18)$$

Pro kolmý vstup do oběžného kola je úhel $\alpha_1 = 0$, platí tedy vztah:

$$Y_{t\infty} = g \cdot H_{t\infty} = u_2 c_{u2} \quad (19)$$

Analogicky pro dostředivé proudění je formulována Eulerova turbínová rovnice ve tvaru:

$$Y_{t\infty} = g \cdot H_{t\infty} = u_1 c_{u1} - u_2 c_{u2} \quad (20)$$

[3, 5].

4.2 Rychloběžnost hydraulických strojů

Rychloběžnost se řadí mezi kritéria hydrodynamické podobnosti a je rozhodujícím faktorem při volbě tvaru oběžného kola. Definice rychloběžnosti vychází z kritéria Eulerova Eu (13) a Strouhalova Sh (14). U hydraulických strojů je hlavním kritériem rychloběžnost n_b (15), jež závisí na otáčkách n [min^{-1}], měrné energii E [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$] a průtoku Q [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$]. [5]

$$Eu = \frac{\Delta p}{\rho \cdot v^2} \quad (21)$$

$$Sh = \frac{v}{n \cdot d} \quad (22)$$

$$n_b = \left(\frac{1}{Sh \cdot E^{0,75}} \right) = n \cdot \frac{Q^{0,5}}{Y^{0,75}} [-] \quad (23)$$

Přičemž dosazujeme v základních jednotkách SI soustavy; $Y = [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$, $Q = [\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$ a $n = [\text{s}^{-1}]$.

Závislost rychloběžnosti a maximální účinnosti se zjednodušuje zavedením tzv. měrných otáček n_q . Dosazení průtoku a spádu $Q = [\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$, $H = [\text{m}]$ a $n = [\text{min}^{-1}]$.

$$n_q = n \cdot \frac{Q^{0,5}}{H^{0,75}} [\text{min}^{-1}] \quad (24)$$

Některé zdroje k volbě oběžného uvádí místo měrných otáček n_q specifické otáčky n_s , které lze určit ze vzorce:

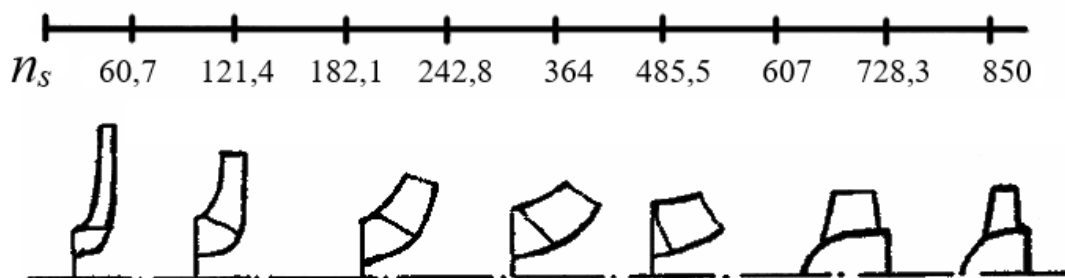
$$n_s = 3,65 \cdot n \cdot \frac{Q^{0,5}}{H^{0,75}} [\text{min}^{-1}] \quad (25)$$

Dosazení do vzorce v základních jednotkách; $Q = [\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$, $H = [\text{m}]$ a $n = [\text{min}^{-1}]$.

K přepočtu specifických otáček n_q lze využít následujících vztahů:

$$n_s = 1214 \cdot n_b = 3,65 \cdot n_q \quad (26)$$

Hodnota specifických otáček n_q se u radiálních čerpadel pohybuje mezi $35 \div 300 [\text{min}^{-1}]$.



Obr. 7 – Závislost tvaru oběžného kola na hodnotě měrných otáček [3]

Zdroj: [3]

Při výpočtu rychloběžnosti (případně objemových či výkonových otáček) se do rovnic dosazují parametry při nejvyšší účinnosti čerpadla, tj. jmenovité parametry.

Rychloběžnost je základem pro třídění a klasifikaci čerpadel, organizaci výzkumu, modelování a zkoušení, návrh hydraulických částí čerpadla, odhad jeho výkonových parametrů, výběr vhodného stroje pro požadované parametry při daných otáčkách.

Typizované tvary oběžného kola podle měrných objemových otáček n_q , (16), jež obsahují hodnotu průtoku Q [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$], otáčky n [$\text{ot} \cdot \text{min}^{-1}$] a dopravní výšku H [m] jsou uvedeny na následujícím obr. 8, kde jsou uvedeny základní typy oběžných kol a jejich měrné otáčky, dále řez oběžným kolem, rychlostní trojúhelníky a bezrozměrné charakteristiky čerpadla.

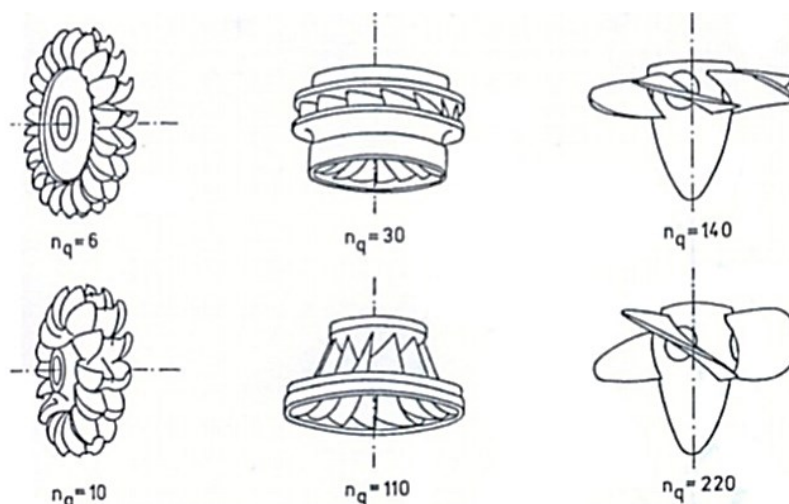
Obdobně u turbín odpovídá typ oběžného kola hodnotě měrných objemových otáček, viz Obr. 9., a parametrů k nim přidružených, tj. průtok, počet lopatek, rozměry spirály a průměry průtočných prvků [4, 5].

Měrné otáčky n_q [min^{-1}]	Typ oběžného kola	Meridiánový řez oběžným kolem	Vstupní a výstupní rychlostní trojúhelníky	Charakteristika čerpadla
10 až 30	radiální	$D_2/D_1 = 3,5 \text{ až } 2$ 		
22 až 60	radiální se zborcenými lopatkami	$D_2/D_1 = 2 \text{ až } 1,5$ 		
50 až 70	Francisovo	$D_2/D_1 = 1,5 \text{ až } 1,3$ 		
70 až 120	diagonální	$D_2/D_1 = 1,2 \text{ až } 1,1$ 		
60 až 135	diagonální vrtulové	$D_2/D_1 = 1,25 \text{ až } 1,9$ $\psi = 70^\circ \text{ až } 120^\circ$ 		
110 až 410	axiální vrtulové	$D_2/D_1 = 1,6 \text{ až } 2,4$ 		

Obr. 8 – Typizované tvary oběžného kola (upraveno)

Zdroj: [4]

4.3 Oblasti provozu čerpadla



Obr. 9 – Oběžné kolo Peltonovy, Francisovy a Kaplanovy turbíny

Zdroj: <https://slideplayer.cz/slide/3334676/>

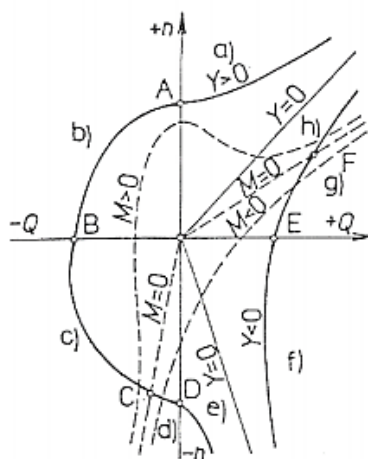
Rozhodujícími parametry pro volbu čerpadla jsou průtok Q a měrná energie Y . K určení oblasti provozu čerpadel slouží tzv. úplná charakteristika viz obr. 10, 11, 12, která je dána průtokem Q a otáčkami n , tato charakteristika je doplněna výkonem P (ze vzorce $P = 2 \cdot \pi \cdot n \cdot M_k$), kroutícím momentem M_k a otáčkami n . Účinnost η získáme ze vzorce $\eta = \frac{P}{P_p}$ [–], kde P je výkon a P_p příkon. Závislost hlavních parametrů Q - n viz. obr 8 je doprovázena vedlejšími parametry Y , P , M , přičemž kladné hodnoty určují normální čerpadlový provoz.

Čerpadla lze provozovat v celkovém počtu osmi oblastí viz. obr. 11. Přičemž každá z oblastí spadá do jedné ze dvou skupin. První skupina definuje brzdový provoz (vyšrafovaný), druhá provoz s aktivním využitím energie, kde patří a) odstředivé čerpadlo, c) Francisova turbína, e) dostředivé čerpadlo, g) odstředivá turbína. Znázorněné oblasti provozu se mění s tvarem čerpadla a použitého oběžného kola.

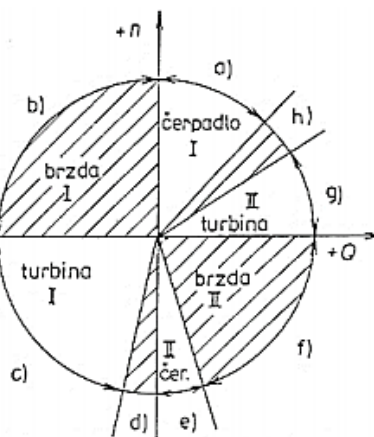
Klasický provoz odstředivého čerpadla je určen oblastí a). Ostatní oblasti potom slouží k rozhodnutí při haváriích hydraulického mechanismu (např. dojde-li k poruše napájení čerpadla) nebo při provozování čerpadla v turbínovém provozu. V katalogu odstředivých čerpadel se většinou uvádí konstantní otáčky n a závislost Q - Y .

Z polárního diagramu viz. obr. 12, lze učit celkovou transformaci energie jednotlivých energeticky aktivních provozních stavů čerpadla. V oblasti c) Francisova turbína neboli

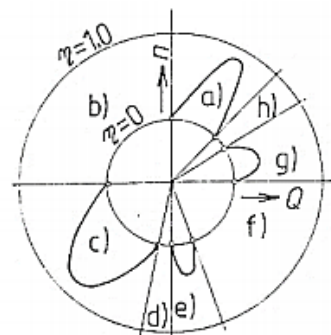
turbínový provoz dosahuje účinnost vysokých hodnot, stejně je tomu tak u oblasti a) odstředivé čerpadlo, jejíž hodnota je téměř shodná s turbínových provozem. Tato podobnost tedy dovoluje turbínový provoz čerpadel jako pohon dalších strojů [5, 6].



Obr. 10 – Úplná charakteristika čerpadla



Obr. 11 – Znárodnění oblasti provozu odstředivého čerpadla



Obr. 12 – Polární diagram (úplná charakteristika odstředivých čerpadel)

Zdroj: [10]

5 Turbínový provoz radiálního čerpadla

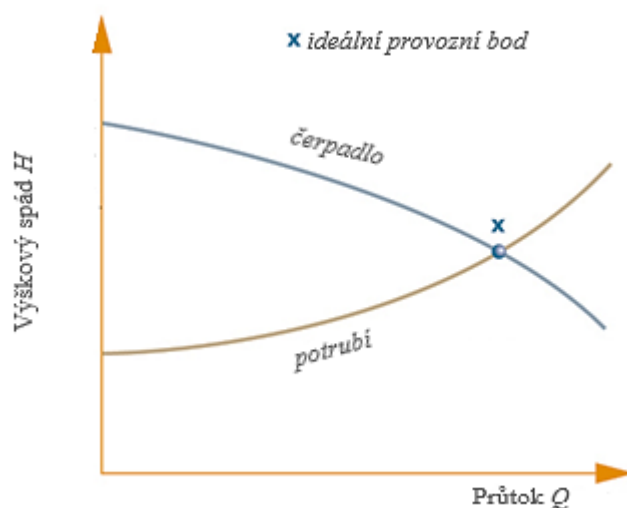
V procesu transformace hydraulické energie k získání energie mechanické je možné využít HD podobnosti a nahradit turbínu radiálním hydrodynamickým čerpadlem (PAT). Tuto podobnost radiálního (odstředivé) čerpadla provozovaného v tzv. reverzním, turbínovém provozu lze využívat bez zásahu do konstrukce rozvaděče (spirály) či oběžného kola. Rozhodujícími parametry pro volbu takto provozovaného čerpadla je velikost objemového průtoku Q , spádu H a dodržení otáček n .

Hlavním úkolem při výběru čerpadla vhodného pro turbínový provoz je určení jeho výkonových parametrů v reverzním režimu. Vztahy mezi parametry stroje v čerpadlovém a turbínovém režimu nejsou stejné pro všechny typy a velikosti čerpadel, ale závisí na rychloběžnosti (objemových otáčkách) a hydraulických ztrátách, které se odrazí v účinnosti čerpadla a mohou být pro oba režimy odlišné. V závislosti na konstrukci

čerpadla (počet lopatek, úhly lopatky, spirála nebo rozvaděč), se může přepočít parametrů lišit i u čerpadel se stejnou rychloběžností.

V praxi se často při odhadu parametrů pro turbínový režim vychází z naměřených výkonových charakteristik čerpadla. Existuje několik přístupů, uváděných v literatuře, ale uváděná chyba mezi odhadnutými a skutečnými parametry PAT je kolem 20% [8].

Za předpokladu ideálních podmínek, pro které odvodil Euler rovnici transformace energie v oběžném kole (nekonečný počet lopatek a nevazká kapalin), by byl návrhový průtok a dopravní výška stejné pro čerpadlový i turbínový provoz. Tomuto ideálnímu provoznímu bodu turbínového provozu odpovídá stejná účinnost reverzně pracujícího čerpadla jako v klasickém čerpadlovém provozu, bez zahrnutí ztrát, viz. obr. 13.



Obr. 13 – Ideální provozní bod turbíny

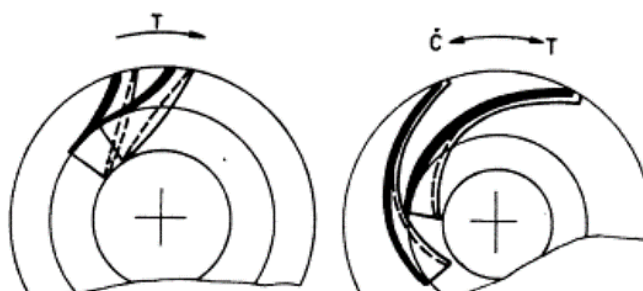
Zdroj: <https://www.ksb.com/centrifugal-pump-lexicon/turbine-mode/328156/>

V případě reálného stroje a vazké kapaliny se však uplatní vliv počtu lopatek a hydraulických odporů. Stejná účinnost je pak dosažena pro rozdílné hodnoty průtoků Q a spádu H a optimální provozní bod turbíny je odlišný od optimálního provozního bodu čerpadla.

Určit optimální provozní bod PAT je pro jeho správný provoz velmi důležité. V tomto bodě pracuje radiální čerpadlo v turbínovém provozu při správném zapojení a dodržení nároků na údržbu téměř bezproblémově, jako je tomu při běžném užití, pro něž bylo konstruováno. Výstup pracovního média (kapaliny) z oběžného kola je téměř bez pulzací, a také hlučnost a vibrace provozu jsou velmi nízké [9].

5.1 Vliv na parametry čerpadla v turbínovém provozu

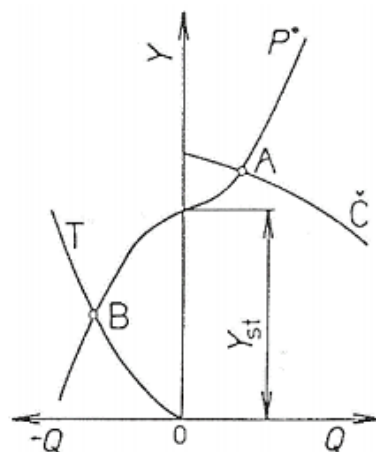
HD čerpadlo při použití jako PAT dosahuje tutéž, dokonce vyšší hodnotu účinnosti. Tento jev je zapříčiněn totožným tvarem kanálů oběžného kola, kterými však kapalina proudí v opačném směru a směr proudění ovlivňuje míru cirkulace i velikost hydraulických ztrát. Postupně se rozšiřující difuzorové kanály oběžného kola čerpadla při opačném průtoku fungují jako konfuzory bez zvýšení hydraulických ztrát. Naopak provozujeme-li turbínu jako čerpadlo, dojde k výraznému snížení účinnosti vlivem tvarové odlišnosti kanálů, kdy konfuzorové, rychle se zužující kanály ve funkci difuzorů generují větší hydraulické ztráty, viz obr. 14.



Obr. 14 – Porovnání lopatek turbíny a čerpadlové turbíny

Zdroj: [6]

Tato analogie je rozebrána v kapitolách 3.1 Kinematické poměry v oběžném kole čerpadla a 3.2. Rychloběžnost hydraulických strojů [10]. Reverzní chod čerpadla je charakterizován obráceným směrem průtoku pracovního média i směrem otáčení oběžného kola. Obr. 15 znázorňuje ideální provozní bod pro čerpadlo a turbínu, přičemž bod *A* je průsečíkem čerpadla *Č* a potrubí *P*. V levém kvadrantu se takto protíná *P* s křivkou turbíny *T* a vytváří ideální provozní bod turbíny *B*. Y_{st} je statická měrná energie [6].



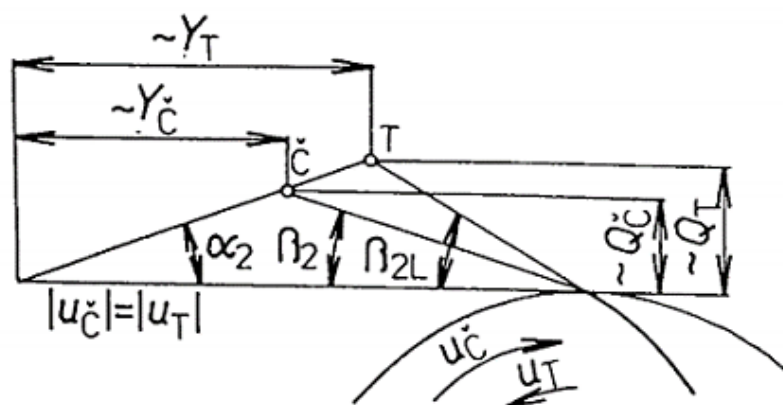
Obr. 15 – Charakteristika čerpadlového a turbínového provozu HD čerpadla

Zdroj: [6]

Dosahované parametry, odlišné od teoretických předpokladů daných Eulerovou rovnicí, jsou ovlivněny skutečnými kinematickými poměry a hydraulickými odpory při odstředivém a dostředivém proudění v kanálech oběžného kola.

5.2 Rychlostní trojúhelníky při čerpadlovém a turbínovém provozu PAT

Ideální hodnoty provozních bodů turbíny a čerpadla se odlišují, jelikož během proudění dochází ke změně směru průtoku kapaliny, a tedy změně kinematických poměrů. Na obr. 16 je provedeno porovnání rychlostních trojúhelníků čerpadla a turbíny pro stejnou hodnotu úhlové rychlosti oběžného kola, kde $u_{\check{c}} = u_T$, a konečný počet lopatek.



Obr. 16 – Porovnání rychlostních trojúhelníků turbíny a HD čerpadla

Zdroj: [6]

Podle obr. 16 musí souhlasit velikost úhlů absolutních rychlostí na vnějším průměru oběžného kola $\alpha_{2č} = \alpha_{2T}$. Odlišný charakter proudění pracovního média je způsoben velikostí úhlu β_2 . Při čerpadlovém provozu dojde vlivem konečného počtu lopatek k odklonu úhlu relativní rychlosti β_2 od úhlu lopatky β_{2L} , a tedy ke snížení výkonu čerpadla. Naopak turbínový provoz lépe odpovídá ideálním podmínkám Eulerovy čerpadlové rovnice, protože rozhodující význam pro vstup kapaliny na vnějším průměru oběžného kola má úhel α_2 . Jak je patrné z obr. 16, dosahované hodnoty měrné energie i průtoku jsou ve srovnání s čerpadlovým provozem vyšší. Vliv konečného počtu lopatek je zde mnohem méně významný [6].

5.3 Hydraulické odpory při čerpadlovém a turbínovém provozu PAT

Při průtoku oběžným kolem čerpadla dochází ke třecím a rázovým ztrátám. Důsledkem je snížení teoretické měrné energie, tzn. tyto ztráty jsou od teoretické charakteristiky čerpadla odečítány. V turbínovém režimu je transformace energie opačná a tyto ztráty je třeba přičítat, aby byly zajištěny minimální provozní parametry turbíny. Obecně jsou tyto ztráty vyjádřeny hydraulickou účinností.

Energetickou rovnici pak lze napsat pro čerpadlo ve tvaru:

$$Y_{\check{c}} = (u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1}) \eta_{h\check{c}} \Rightarrow \frac{Y_{\check{c}}}{\eta_{h\check{c}}} = Y_{t\infty} \quad (27)$$

a pro turbínu

$$Y_T = (u_1 c_{u1} - u_2 c_{u2}) \frac{1}{\eta_{hT}} \Rightarrow Y_T \cdot \eta_{hT} = Y_{t\infty} \quad (28)$$

Protože teoretická měrná energie pro ideální předpoklady je stejná pro oba režimy provozu, můžeme napsat:

$$\frac{Y_{\check{c}}}{\eta_{h\check{c}}} = Y_T \cdot \eta_{hT} \Rightarrow \frac{Y_{\check{c}}}{Y_T} = \eta_{h\check{c}} \cdot \eta_{hT} \quad (29)$$

Hydraulické účinnosti je pro první odhad možné nahradit účinností celkovou $\eta_{h\check{c}} = \eta_{hT} = \eta$, pak vychází optimální poměr měrných energií:

$$\frac{Y_{\check{c}}}{Y_T} = \eta^2 \quad (30)$$

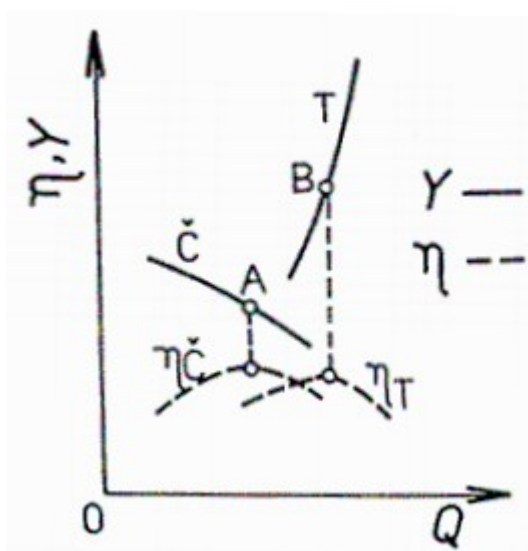
Analogicky s využitím afinních vztahů je poměr průtoků:

$$\frac{Q_{\check{c}}}{Q_T} = \eta \quad (31)$$

Pokud bychom předpokládali účinnost 80 %, tj. 0,8, dostaneme

$$\frac{Y_{\check{c}}}{Y_T} = 0,8^2 \quad \text{a tedy} \quad Y_T = \frac{1}{0,64} Y_{\check{c}} = 1,56 \cdot Y_{\check{c}} \quad (32)$$

$$\frac{Q_{\check{c}}}{Q_T} = 0,8 \quad \text{a tedy} \quad Q_T = \frac{1}{0,8} Q_{\check{c}} = 1,25 \cdot Q_{\check{c}} \quad (33)$$



Obr. 17 – Srovnání parametrů čerpadlového a turbínového provozu při stejné účinnosti

Zdroj: [6]

Z porovnání obou režimů při ideálních poměrech je patrné, že stejnou hodnotu účinnosti dosahuje čerpadlo a turbína při odlišných hodnotách průtoku a energie. viz obr. 17., přičemž vyšší hodnoty průtoku a měrné energie jsou dosahovány v turbínovém provozu.

K určení celkové účinnosti hydraulických strojů je zapotřebí znát teoretický výkon hydraulického stroje P_{th} [W] (25), který je závislý na měrné energii hydraulického stroje Y [$J \cdot kg^{-1}$], hmotnostním průtokem Q_m [$kg \cdot s^{-1}$] a dopravní výšce či spádu turbíny H [m].

$$P_{th} = Q_m \cdot Y = \rho \cdot Q \cdot Y = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H \quad (34)$$

Účinnost hydraulických strojů je značně ovlivněna mechanickými, objemovými a hydraulickými ztrátami, proto se zavádí tzv. skutečný výkon (příkon). Celková účinnost čerpadla $\eta_{\text{č}}$ a turbíny η_T je dána:

$$\eta_{\text{č}} = \frac{P_{th}}{P_{\text{č}}} = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{M_k \cdot \omega} \quad (35)$$

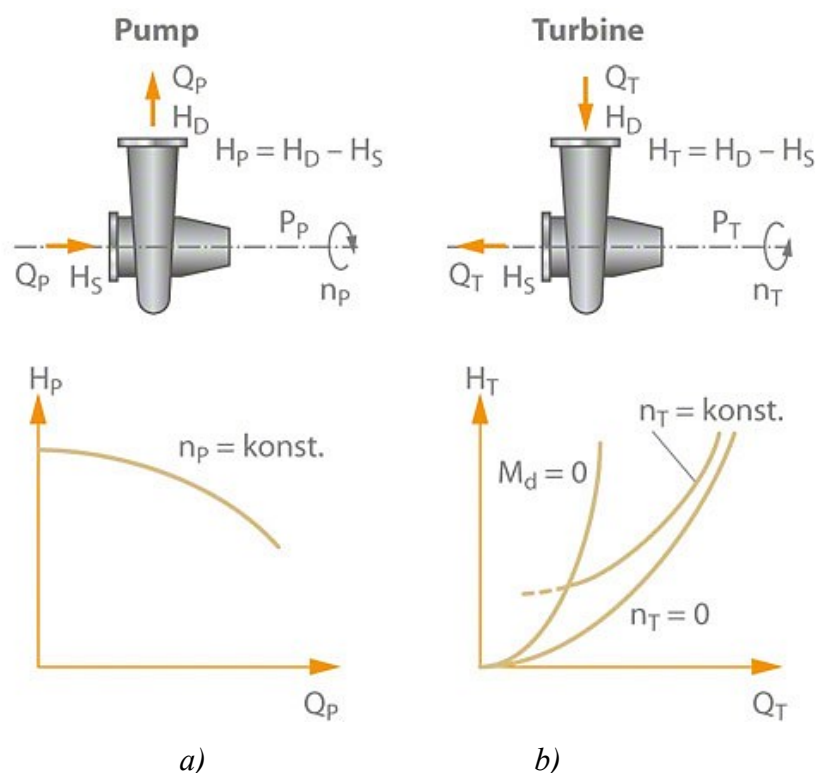
$$\eta_T = \frac{P_T}{P_{th}} = \frac{M_k \cdot \omega}{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H} \quad (36)$$

5.4 Přepočty parametrů PAT

Při určení parametrů čerpadla pracujícího v turbínovém režimu se používá různých přístupů. Tím nejjednodušším je Eulerova rovnice pro ideální podmínky (viz postup výše), která však neumožňuje zahrnout další konstrukční charakteristiky a specifické vlastnosti čerpadla. V praxi se pak více využívají postupy vycházející z hydrodynamické podobnosti čerpadel, kdy jsou pro přepočet parametrů aplikovány přepočtové koeficienty, které jsou definovány v závislosti na účinnosti nebo rychloběžnosti na základě měření. V odborné literatuře lze jejich hodnoty, definované různými autory, vyhledat. Touto problematikou se podrobně zabývá např. Chapallaz, Jean-Marc ve výtisku Manual on pumps used as turbines (Manuál použití čerpadel jako turbín) [8].

5.5 Provoz a regulace čerpadla v turbínovém provozu

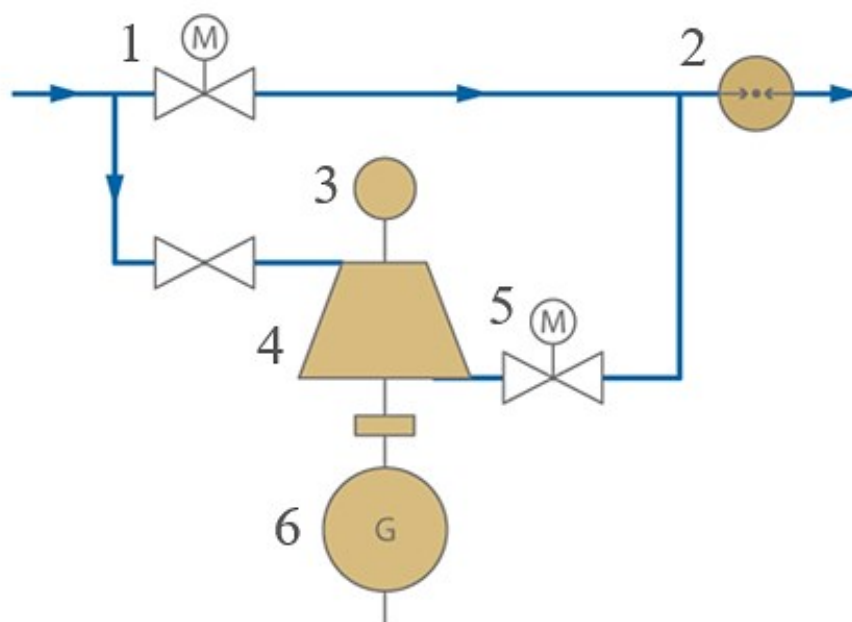
Rozdíl mezi čerpadlovým a turbínovým provozem tkví ve směru rotace oběžného kola, který je v turbínovém režimu opačný. Jak již bylo uvedeno výše, v optimálním bodě (BEP) jsou parametry turbínového provozu vyšší než čerpadlového při stejných otáčkách. Odpovídající účinnost čerpadla je přitom stejná jako u turbíny. Na obrázku 18 jsou ukázány oba chody čerpadla. Obdobně jako u čerpadla je možné přepočítat i v turbínovém provozu charakteristiky při změně otáček s využitím hydrodynamické podobnosti, která se odráží v podobnosti rychlostních trojúhelníků. [8, 9].



Obr. 18 – Schéma čerpadlového (a) a turbínového (b) režimu čerpadla [9] (upraveno)

Zdroj: <https://www.ksb.com/centrifugal-pump-lexicon/turbine-mode/328156/>

Přestože mohou PAT v mnoha mikro hydro-energetických aplikacích s výhodou pokrýt požadavky uživatelů, nemohou plně nahradit konvenční turbíny s ohledem na možnost regulace. Klasické turbíny disponují nastavitelnými vodícími lopatkami rozváděcího kola, které umožňují adaptaci na konkrétní průtokové podmínky. Tyto nejsou součástí konstrukce radiálního čerpadla, tudíž musí být čerpadlo v turbínovém provozu vybaveno externími ovládacími prvky, které zajistí jeho správný chod. Na obr. 19 je znázorněno schéma umístění PAT na obtoku. Turbínový provoz je regulován řídicími ventily. Před samotným čerpadlem by měl být nainstalován uzavírací ventil, umožňující čerpadlo kdykoliv odstavit z důvodu údržby [9].

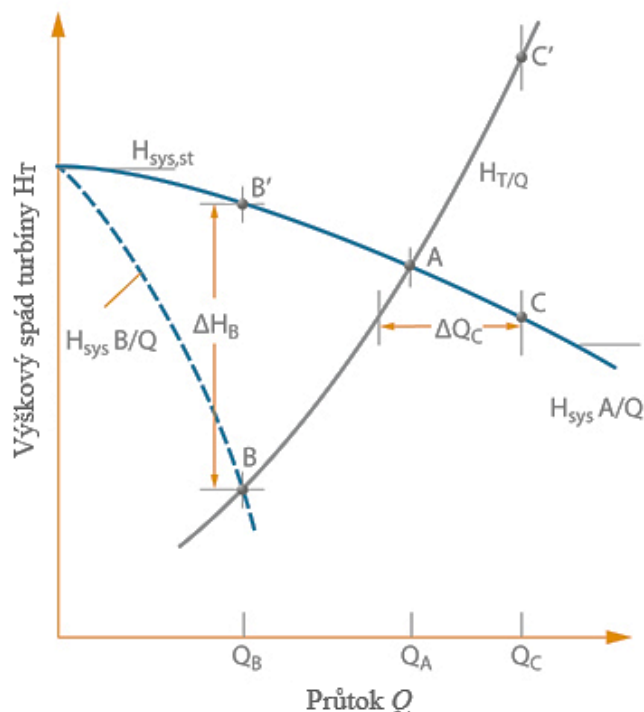


Obr. 19 – Zapojení čerpadla pro turbínový provoz s externími prvky [9] (upraveno)

1(I) - řídicí ventil, 2 – měřidlo tlaku, 3 – otáčkoměr, 4 – čerpadlo v turbínovém provozu,
5 (II) – řídicí ventil, 6 – generátor

Zdroj: <https://www.ksb.com/centrifugal-pump-lexicon/turbine-mode/328156/>

Prívod obnovené energie do elektrické sítě pomocí asynchronního motoru používaného jako generátor je ekonomický i technicky jednoduchý. Obnovenou energii lze využít i jednodušším způsobem, a to přímým připojením PAT k zařízení, čímž nahrazujeme elektromotor. Takto může PAT například sloužit k pohonu jiného čerpacího agregátu. K zachování konstantní frekvence je potřeba doplnit speciální kontrolní prvky zamezující kolísavému namáhání systému. Na obr. 20 jsou znázorněny provozní křivky čerpadla pracujícího v turbínovém provozu při stálé rychlosti a tlaku zajištěnými řídicími ventily [9].



*Ideální provozní bod turbíny A – navrhovaný bod pro H_T/Q ,
 ideální provozní bod turbíny B – účinek redukčního ventilu II v provozním bodě B,
 ideální provozní bod turbíny C – účinek redukčního ventilu v provozním bodě C,
 A – ideální provozní bod, H_T/Q – charakteristika turbíny,
 $H_{sys} A/Q$ – charakteristika systému (potrubí), $H_{sys} B/Q$ – charakteristika systému (potrubí),
 ΔH_B – účinek regulačního ventilu II v provozním bodě B,
 ΔQ_C – účinek redukčního ventilu I v provozním bodě C,
 $H_{sys,st}$ –statická část charakteristiky systému.*

Obr. 20 – Provozní křivky turbíny při konstantních otáčkách [9] (upraveno)

Zdroj: <https://www.ksb.com/centrifugal-pump-lexicon/turbine-mode/328156/>

Provozní bod turbín i čerpadel je tvořen průnikem charakteristických křivek H_T/Q a H_{sys} . Jestliže redukuje objemový průtok, čerpadlo v turbínovém provozu není schopno využít dostupný tlakový potenciál daný hodnotou v bodě B. Za těchto okolností se postupuje snížením přebytku energie ΔH_B za pomoci regulačního ventilu II, o který byl obvod čerpadla, viz obr. 19 doplněn. Takto nainstalovaný ventil zajišťuje konstantní tlak na výstupní straně.

V dalším případě je navýšení objemového průtoku o hodnotu ΔQ_C (přechod do bodu C), umožněno otevřením regulačního ventilu I. Pokud čerpadlo pracující jako PAT samovolně rapidně sníží tlak (bod C'), dojde ke snížení tlaku na výstupní straně. Funkce obou

škrticích ventilů I a II je řízena pomocí tlaku měřeného za regulačním obvodem (viz měřidlo tlaku 2 na obr. 19).

Nevýhodou při použití PAT při konstantních otáčkách je tedy nemožná regulace objemového průtoku a tlaku. Změna provozních podmínek musí být řízena škrticími ventily, což se projevuje jako nevyužití energetického potenciálu. Vezmeme-li v úvahu cenovou dostupnost zařazených ovládacích prvků (redukční ventily) i samotného čerpadla, zjistíme, že jsou k dispozici za velice příznivou cenu, a také zaručují snadné ovládání.

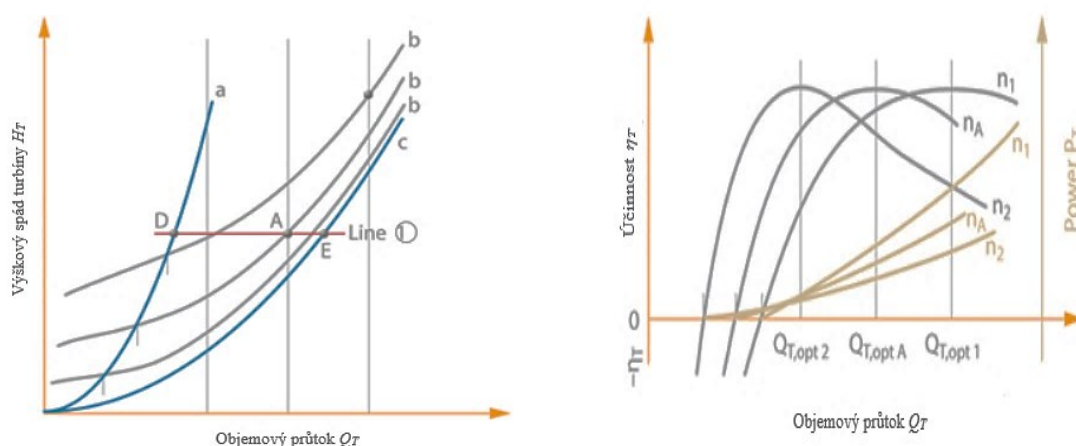
V mnoha případech je standardní asynchronní motor vhodný pro využití jako generátor. V případě implementace generátoru s regulací otáček namísto asynchronního motoru je možné měnit objemový průtok Q_T při zachování konstantní spádové výšky turbíny H_T bez dalších škrticích komponentů (regulační ventily).

Čerpadlo, které má být použito jako turbína, by mělo být vybráno tak, aby jeho průtok odpovídal nejčastěji požadovanému průtoku turbíny. Pokud se změní provozní podmínky systému, např. je vyžadován nižší průtok, zvýší se otáčky, což má za následek pokles účinnosti. Naopak, vyžaduje-li se vyšší průtok, sníží se otáčky a je dosažen provozní limit PAT (přibližně $1,5 Q_v$ v BEP). Práce čerpadla v turbínovém režimu je optimální pouze pro konstantní objemový průtok.

Nahrazením turbíny čerpadlem je tedy možné dosáhnout stejné účinnosti, za předpokladu splnění konstrukčních a provozních podmínek [9].

5.6 Charakteristiky turbínového provozu

Na obrázku 21 jsou uvedeny charakteristiky čerpadla pracujícího v turbínovém režimu.



Obr. 21, 22 – Křivky turbínového provozu [9] (upraveno)

Zdroj: <https://www.ksb.com/centrifugal-pump-lexicon/turbine-mode/328156/>

Křivka a viz. obr. 21, je odporovou křivkou bez zatížení při nulovém točivém momentu T . Odporová křivka b znázorňuje provoz při konstantních otáčkách n . Křivka c uvažuje provoz při zastaveném rotoru čerpadla, otáčky n jsou rovny nule.

Doposud byla pro výběr čerpadla používaného v turbínovém režimu uvažována pouze provozní křivka b. Křivky odporu a, c (křivka uzamčení rotoru – c) s točivým momentem T nebo otáčkami n rovnající se nule jsou relevantní pouze v případě poruchy. Pokud hřídel nepřenesl dostatek výkonu, například z důvodu výpadku elektrického proudu, zaujme čerpadlo v turbínovém provozu provozní bod, který je průnikem charakteristické křivky systému a křivky bez zátěže.

Uvážíme-li, že charakteristická křivka systému má konstantní gradient, můžeme určit bod D, odpovídající stejnému tlakovému spádu, který je v návrhovém bodě A. Otáčky v bodě D dosahují výrazně vyšší hodnoty než provozní otáčky n_A a jsou dosaženy ve velmi krátké době po náhlém odlehčení generátoru.

V okamžiku snížení rychlosti otáčení, dojde k prudkému zmenšení objemového průtoku, což způsobí velké tlakové rázy v potrubí. Abychom zabránili poškození sestavy PAT-generátor za těchto podmínek, musí být konstrukce obou upravena tak, aby odolávala výsledné obvodové rychlosti.

V oblasti návrhového bodu A jsou provozní křivky b radiálních oběžných kol umístěny v blízkosti odporové křivky c a v oblasti přetížení probíhají téměř rovnoběžně s ní v relativně malé vzdálenosti. Tuto fyzikální charakteristiku lze využít ke snížení rizika přepětí. Za tímto účelem je čerpadlo turbínového provozu vybaveno rychlo-uzávěrovou brzdou, která se okamžitě aktivuje po vyřazení generátoru ze zatížení, tímto zabráníme dosažení příliš kritických otáček dojde ke snížení na nulovou hodnotu. Nový provozní bod na odporové křivce c je umístěn v bodě E, viz obr. 21. Výsledná změna objemového průtoku ΔQ je však výrazně nižší než ta, která by vyplynula z provozu při nulovém točivém momentu.

Obr. 22 také znázorňuje průběh účinnosti η_T a výkonu P_T jako funkce průtoku Q_T . [5, 6, 8, 9, 13]

5.7 Výhody a nevýhody PAT

Výhody

Mezi hlavní výhody PAT patří [6]:

- čerpadla jsou oproti turbínám dostupná v různých velikostech,
- široká nabídka materiálů čerpadel a konstrukčních prvků na trhu, oproti turbínám určeným ke kusové výrobě,
- nízká cena náhradních dílů,
- jednoduchost provozu (turbíny vyžadují vysoce kvalifikované inženýry a zvýšené nároky na údržbu).

Nevýhody

Mezi hlavní nevýhody PAT patří [6]:

- nižší účinnost oproti speciálně navrženým turbínám,
- není možné řídit velikost objemového průtoku.

6 Měření charakteristik podávacího hydro-agregátu

Předmětem zkoušky bylo vyšetření charakteristik podávacího hydro-agregátu s turbínovým pohonem. Zkoušky byly vykonány v rámci garantovaného projektu v programu bezpečnostního výzkumu České republiky 2015-2020, PI D: BV III/1-VS, Výzkum a vývoj podávacího agregátu pro vysokokapacitní moduly čerpání. Zakázka 10 207.

Zkouška byla provedena odborným personálem společnosti SIGMA Výzkumný a vývojový ústav, v prosinci 2018 v hydraulické zkušebně SIGMA Výzkumný a vývojový ústav, s.r.o. v Lutíně.

Účelem měření bylo zjistit chování podávacího hydro-agregátu s axiálním rozvaděčem při změně otáček a stanovit tak při jakých parametrech dosáhneme nejvyšší účinnosti.

Zkoušky byly prováděny postupně pro hodnoty otáček $n = 1\,600; 1\,500; 1\,350; 1\,200$ a $1\,040 \text{ min}^{-1}$.

Všechna použitá data byla poskytnuta společností SIGMA Výzkumný a vývojový ústav, s.r.o. se souhlasem vedoucího zkušebny Ing. Martina Komárka [10].

6.1 Použité normy

Všechny procesy a postupy od výroby až po samotné měření, mezi něž patří: výroba agregátu, stavba uzavřeného hydraulického okruhu, použití měřících přístrojů, hlavní hydraulické zkoušky (kavitační a výkonové) a další doplňková měření (pozorování vstupní hrany oběžného kola, měření tlakových pulzací, vibrací a orientačního měření hluku), při těchto postupech byla dodržována mezinárodní norma [10]:

IEC – INTERNATIONAL STANDARD

CEI IEC ČSN EN 60193; Second edition; 1999-11

Vodní turbíny, akumulární podávací hydro-agregát a čerpadlové turbíny – Přejímací zkoušky

Hydraulic turbines, storage pumps and pump-turbines – Model acceptance tests [10].

6.2 Podávací hydro-agregát

Sestava hydraulického agregátu je rozdělena na část čerpadla a turbíny. Příloha A (přílohy jsou součástí textové části) znázorňuje řez hydro-agregátu. Hlavními hydraulickými prvky čerpadla jsou obrobená výtlačná spirála, axiální vstupní část a oběžné kolo konstruované jako radiální bez možnosti regulace se čtyřmi lopatkami. Hydraulická část turbíny je tvořena čerpadlem META 29, pracujícím v turbínovém provozu. Jedná se o jednostupňové radiální čerpadlo se spirálou. Část mechanická se skládá z hřídele pohánějícího čerpadlo i turbínu podávacího hydro-agregátu. Tato hřídel je uložena ve dvou ložiscích (jednořadé a dvouřadé, mazaná tukem), oddělených za pomoci mechanické ucpávky od hydraulických částí [10].

6.3 Zkušební okruh

Příloha A zobrazuje zkušebnu s uzavřeným zkušebním okruhem podávacího hydro-agregátu, na němž byly zkoušky provedeny. Jde o zkušebnu Výzkumného a vývojového ústavu SIGMA s.r.o. Ke zkušebnímu okruhu patří tlaková nádoba s vývěvou, kompresorem a potrubním okruhem se škrťacími ventily.

Uzavřený okruh umožňuje změnou tlaku vzduchového polštáře v tlakové nádrži realizovat nátok v sací větvi (pomocí zvýšení tlaku kompresoru) pro zaručení bez kavitačního pracovního režimu při výkonových zkouškách podávacího hydro-agregátu a zajistí snižování tlaku v sání podávacího hydro-agregátu korektním způsobem bez použití škrcení (snížení tlaku vývěvou). Okruh obsahuje oddělenou čerpadlovou a turbínovou část, což umožňuje měřit současně parametry obou konstrukčních částí hydro-agregátu. Pohled na čerpadlovou a turbínovou část okruhu je uveden v přílohách D a E [10].

6.4 Vyhodnocení naměřených dat

Firmou SIGMA Výzkumný a vývojový ústav s.r.o. bylo provedeno pět měření, každé pro odlišnou hodnotu otáček. Jelikož není možné udržet přesné otáčky, bylo nutné výsledky přepočítat na otáčky konstantní: $n = 1\,600; 1\,500; 1\,350; 1\,200$ a $1\,040\text{ min}^{-1}$. Dále bylo nutné zavést konstantní hodnotu hustoty k získání objektivního výsledku, kde $\rho = 1000\text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$.

K vyhodnocení a přepočtu hodnot na konstantní otáčky byly užity následující vztahy:

Příkon hydro-agregátu

$$P_h = H \cdot g \cdot Q \cdot \rho_{voda} \quad [W] \quad (37)$$

Kde: H – dorpní výška (spád) [m]

g – tíhové zrychlení [$m \cdot s^{-2}$]

Q – průtok [$m^3 \cdot s^{-1}$]

P_h – hydraulický výkon agregátu [W]

ρ_{voda} = hustota vody [$kg \cdot m^{-3}$]

Výpočet účinnosti hydro-agregátu

$$\eta = \frac{P_{h\check{c}}}{P_{hT}} \cdot 100 = \frac{H_{\check{c}} \cdot g \cdot Q_{\check{c}} \cdot \rho_{voda}}{H_T \cdot g \cdot Q_T \cdot \rho_{voda}} \cdot 100 = \frac{H_{\check{c}} \cdot Q_{\check{c}}}{H_T \cdot Q_T} \cdot 100 \quad [\%] \quad (38)$$

kde η – účinnost podavacího hydro – agregátu [%]

H – dopravní výška (spád) [m]

g – tíhové zrychlení [$m \cdot s^{-2}$]

Q – průtok [$m^3 \cdot s^{-1}$]

P – příkon (výkon) [W]

ρ_{voda} = hustota vody [$kg \cdot m^{-3}$]

Přepočet na konstantní otáčky pro PAT

$$\frac{Q_T}{Q_{Tn}} = \frac{n}{n_n} \Rightarrow Q_T = Q_{Tn} \cdot \frac{n}{n_n} \quad (39)$$

Přepočet na konstantní otáčky pro čerpadlo

$$\frac{Q_{\check{c}}}{Q_{\check{c}n}} = \frac{n}{n_n} \Rightarrow Q_{\check{c}} = Q_{\check{c}n} \cdot \frac{n}{n_n} \quad (40)$$

kde Q_T – průtok PAT (Pump As Turbine) při konstantních otáčkách [$l \cdot s^{-1}$]

Q_{Tn} – naměřený průtok PAT [$l \cdot s^{-1}$]

$Q_{\check{c}}$ – průtok čerpadla při konstantních otáčkách [$\text{l} \cdot \text{s}^{-1}$]

$Q_{\check{c}n}$ – naměřený průtok čerpadla [$\text{l} \cdot \text{s}^{-1}$]

n_n – naměřené otáčky [min^{-1}]

n – konstantní otáčky [min^{-1}]

Přepočet tlakového spádu PAT a čerpadla pro konstantní otáčky

$$\frac{p}{\Delta p_{Tn}} = \left(\frac{n}{n_n}\right)^2 \Rightarrow p = \Delta p_{Tn} \cdot \left(\frac{n}{n_n}\right)^2 \quad (41)$$

$$\Delta H_T = \frac{\Delta p_{Tn} \cdot \left(\frac{n}{n_n}\right)^2}{g \cdot \rho_{voda}} \quad (42)$$

$$\frac{p}{\Delta p_{\check{c}n}} = \left(\frac{n}{n_n}\right)^2 \Rightarrow p = \Delta p_{\check{c}n} \cdot \left(\frac{n}{n_n}\right)^2 \quad (43)$$

$$\Delta H_{\check{c}} = \frac{\Delta p_{\check{c}n} \cdot \left(\frac{n}{n_n}\right)^2}{g \cdot \rho_{voda}} \quad (44)$$

kde Δp_{Tn} – tlakový spád na PAT [kPa]

$\Delta p_{\check{c}n}$ – tlakový spád na čerpadle [kPa]

p – tlakový spád při konstantních otáčkách

$\Delta H_{\check{c}}$ – dopravní výška čerpadla při konstantních otáčkách [m]

ΔH_T – dopravní výška PAT při konstantních otáčkách [m]

n_n – naměřené otáčky [min^{-1}]

n – konstantní otáčky [min^{-1}]

ρ – hustota vody [$\text{kg} \cdot \text{m}^3$]

g – tíhové zrychlení [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$]

Příklad výpočtu pro $n = 1600 \text{ min}^{-1}$

Všechny dosazené a vypočtené hodnoty odpovídají níže uvedeným tabulkám pro první měření. Pro příklad výpočtu byly použity výpočtové vzorce z předešlých stran.

$$Q_T = Q_{Tn} \cdot \frac{n}{n_n} = 59,964 \cdot \frac{1600}{1678} = 57,177 \text{ l} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$Q_{\check{c}} = Q_{Tn} \cdot \frac{n}{n_n} = 296,002 \cdot \frac{1600}{1678} = 282,243 \text{ l} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$\Delta H_T = \frac{\Delta p_{Tn} \cdot \left(\frac{n}{n_n}\right)^2}{g \cdot \rho_{voda}} = \frac{853,541 \cdot \left(\frac{1600}{1678}\right)^2}{9,81 \cdot 1000} = 67,376 \text{ m}$$

$$\Delta H_{\check{c}} = \frac{\Delta p_{\check{c}n} \cdot \left(\frac{n}{n_n}\right)^2}{g \cdot \rho_{voda}} = \frac{63,319 \cdot \left(\frac{1600}{1678}\right)^2}{9,81 \cdot 1000} = 2,801 \text{ m}$$

$$P_{hT} = \Delta H_T \cdot g \cdot Q_T \cdot \rho_{voda} = 44,371 \text{ kW}$$

$$P_{h\check{c}} = \Delta H_{\check{c}} \cdot g \cdot Q_T \cdot \rho_{voda} = 16,248 \text{ kW}$$

Účinnost η je stanovena pro celek hydro-agregátu (část čerpadla i turbíny)

$$\eta = \frac{P_{h\check{c}}}{P_{hT}} \cdot 100 = \frac{16,248}{44,371} \cdot 100 = 36,62 \%$$

7 Tabulky naměřených hodnot

Níže jsou uvedeny tabulky s přehledy všech naměřených a vypočtených hodnot, kdy první tabulka každého měření vždy odpovídá naměřeným hodnotám při přibližných otáčkách (ze zdroje [10]) a druhá tabulka odpovídá hodnotám přepočteným na konstantní otáčky.

Měření č. 1

Měření pro přibližnou hodnotu $n = 1600 \text{ min}^{-1}$									
č	Q_{Tn}	$Q_{\check{c}n}$	Δp_{Tn}	$\Delta p_{\check{c}n}$	$p_{S\check{c}n}$	$p_{okolí}$	T_{voda}	$T_{okolí}$	n_n
m	[l/s]	[l/s]	[kPa]	[kPa]	[kPa]	[kPa]	[°C]	[°C]	[min ⁻¹]
1	59,964	296,002	853,541	63,319	157,108	98,088	15,575	15,226	1678
2	60,966	266,42	852,585	94,744	163,415	98,089	15,623	15,251	1641
3	61,769	240,802	849,923	122,348	168,767	98,09	15,676	15,265	1610
4	62,252	216,534	847,911	145,742	173,129	98,089	15,716	15,285	1583
5	62,405	200,871	848,877	159,826	175,543	98,091	15,757	15,301	1571
6	62,822	171,777	847,817	183,524	179,567	98,094	15,808	15,315	1560
7	62,947	152,607	846,999	199,131	182,008	98,095	15,861	15,319	1557
8	62,875	126,964	847,168	219,578	184,828	98,098	15,906	15,343	1559
9	62,519	98,085	847,943	240,966	187,468	98,096	15,956	15,39	1580
10	61,672	76,872	850,864	251,097	196,342	98,103	16,029	15,465	1612

Přepočet parametrů na $n = 1600 \text{ min}^{-1}$								
č	Q_T	$Q_{\check{c}}$	ΔH_T	$\Delta H_{\check{c}}$	P_{Th}	$P_{\check{c}h}$	η	η
m	[l·s ⁻¹]	[l·s ⁻¹]	[m]	[m]	[kW]	[kW]	[-]	[%]
1	57,177	282,243	79,106	5,868	44,371	16,248	0,366	36,620
2	59,443	259,764	82,621	9,181	48,179	23,397	0,486	48,562
3	61,385	239,306	85,566	12,317	51,527	28,916	0,561	56,119
4	62,921	218,859	88,300	15,177	54,503	32,586	0,598	59,787
5	63,557	204,579	89,756	16,899	55,962	33,915	0,606	60,604
6	64,433	176,182	90,913	19,680	57,465	34,013	0,592	59,189
7	64,685	156,822	91,175	21,435	57,856	32,977	0,570	56,997
8	64,529	130,303	90,960	23,576	57,580	30,136	0,523	52,339
9	63,310	99,327	88,639	25,189	55,051	24,544	0,446	44,584
10	61,213	76,300	85,448	25,216	51,311	18,874	0,368	36,784

Měření č. 2

Měření pro přibližnou hodnotu $n = 1500 \text{ min}^{-1}$									
\check{c}	Q_{Tn}	$Q_{\check{c}n}$	Δp_{Tn}	$\Delta p_{\check{c}n}$	$p_{S\check{c}n}$	$p_{okolí}$	T_{voda}	$T_{okolí}$	n_n
m	[l/s]	[l/s]	[kPa]	[kPa]	[kPa]	[kPa]	[°C]	[°C]	[min ⁻¹]
1	55,246	752,026	31,263	134,474	98,547	14,257	14,162	299,548	1600
2	56,992	747,865	71,26	142,679	98,542	14,292	14,169	260,278	1543
3	58,05	746,178	110,127	150,297	98,540	14,322	14,212	221,896	1498
4	58,339	745,064	126,069	153,199	98,537	14,354	14,249	203,772	1480
5	58,893	744,767	145,183	156,489	98,534	14,408	14,24	180,518	1464
6	58,906	744,644	170,057	160,606	98,534	14,442	14,251	147,695	1457
7	58,685	744,56	191,253	163,49	98,534	14,493	14,28	120,892	1459
8	58,249	745,915	214,293	166,279	98,534	14,52	14,296	88,477	1486

Přepočet parametrů na $n = 1500 \text{ min}^{-1}$								
\check{c}	Q_T	$Q_{\check{c}}$	ΔH_T	$\Delta H_{\check{c}}$	P_{Th}	$P_{\check{c}h}$	η	η
m	[l·s ⁻¹]	[l·s ⁻¹]	[m]	[m]	[kW]	[kW]	[-]	[%]
1	51,793	280,826	67,376	2,801	34,233	7,716	0,225	22,540
2	55,404	253,025	72,045	6,865	39,157	17,040	0,435	43,516
3	58,128	222,192	76,266	11,256	43,489	24,535	0,564	56,416
4	59,127	206,526	78,016	13,201	45,252	26,745	0,591	59,102
5	60,341	184,957	79,699	15,536	47,177	28,189	0,598	59,752
6	60,644	152,054	80,453	18,373	47,863	27,407	0,573	57,260
7	60,334	124,289	80,224	20,607	47,483	25,125	0,529	52,915
8	58,798	89,311	77,476	22,258	44,688	19,501	0,436	43,638

Měření č. 3

Měření pro přibližnou hodnotu $n = 1350 \text{ min}^{-1}$									
č	Q_{Tn}	$Q_{\check{n}}$	Δp_{Tn}	$\Delta p_{\check{n}}$	$p_{S\check{n}}$	$p_{okolí}$	T_{voda}	$T_{okolí}$	n_n
m	[l/s]	[l/s]	[kPa]	[kPa]	[kPa]	[kPa]	[°C]	[°C]	[min ⁻¹]
1	49,822	611,53	25,157	142,001	98,605	13,792	14,015	269,864	1439
2	51,723	606,858	71,287	151,434	98,599	13,84	14,038	218,614	1364
3	52,457	605,648	92,512	155,456	98,596	13,86	14,038	194,671	1341
4	52,984	604,336	116,815	159,756	98,593	13,886	14,062	162,225	1317
5	53,096	604,107	130,759	162,047	98,586	13,919	14,07	142,429	1308
6	53,147	604,285	151,036	164,835	98,581	13,947	14,081	114,874	1313
7	53,036	604,344	161,467	166,386	98,578	13,976	14,093	96,194	1313
8	52,257	605,391	177,378	168,393	98,574	14,013	14,105	72,7	1342

Přepočet parametrů na $n = 1350 \text{ min}^{-1}$								
č	Q_T	$Q_{\check{c}}$	ΔH_T	$\Delta H_{\check{c}}$	P_{Th}	$P_{\check{c}h}$	η	η
m	[l·s ⁻¹]	[l·s ⁻¹]	[m]	[m]	[kW]	[kW]	[-]	[%]
1	46,7406	253,1733	54,8649	2,2570	25,1569	5,6056	0,2228	22,2825
2	51,1921	216,3702	60,5978	7,1184	30,4319	15,1094	0,4965	49,6498
3	52,8091	195,9775	62,5693	9,5574	32,4145	18,3744	0,5669	56,6860
4	54,3116	166,2899	64,7300	12,5120	34,4879	20,4108	0,5918	59,1825
5	54,8009	147,0024	65,5990	14,1989	35,2658	20,4761	0,5806	58,0623
6	54,6447	118,1111	65,1195	16,2761	34,9082	18,8586	0,5402	54,0234
7	54,5305	98,9047	65,1258	17,4001	34,8387	16,8826	0,4846	48,4593
8	52,5685	73,1334	62,4496	18,2976	32,2051	13,1274	0,4076	40,7618

Měření č. 4

Měření pro přibližnou hodnotu $n = 1200 \text{ min}^{-1}$									
č	Q_{Tn}	$Q_{\check{c}n}$	Δp_{Tn}	$\Delta p_{\check{c}n}$	$p_{S\check{c}n}$	$p_{okolí}$	T_{voda}	$T_{okolí}$	n_n
m	[l/s]	[l/s]	[kPa]	[kPa]	[kPa]	[kPa]	[°C]	[°C]	[min ⁻¹]
1	44,233	483,307	20,057	149,199	98,607	13,434	13,897	238,118	1274
2	45,283	481,491	37,712	152,758	98,605	13,462	13,892	216,828	1240
3	45,866	480,659	49,195	155,083	98,603	13,479	13,929	201,807	1223
4	46,396	479,136	72,089	159,467	98,602	13,499	13,937	172,873	1189
5	46,963	478,823	89,742	162,535	98,602	13,516	13,95	147,013	1168
6	47,149	478,046	103,28	164,78	98,602	13,54	13,964	124,944	1158
7	47,16	478,064	118,872	166,888	98,603	13,563	13,981	101,382	1164
8	46,781	479,061	133,5	168,771	98,605	13,591	13,999	74,265	1177
9	45,909	480,802	142,47	178,574	98,613	13,644	13,997	46,849	1215

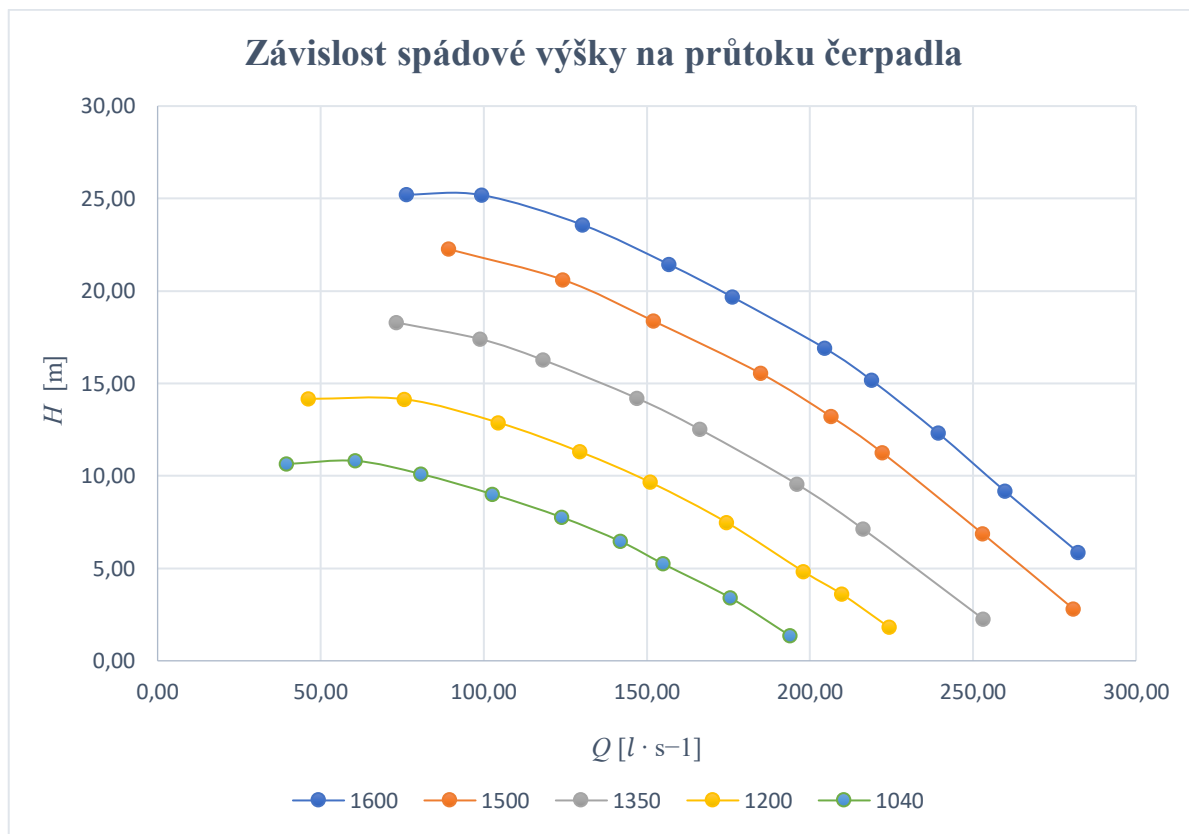
Přepočet parametrů na $n = 1200 \text{ min}^{-1}$								
č	Q_T	$Q_{\check{c}}$	ΔH_T	$\Delta H_{\check{c}}$	P_{Th}	$P_{\check{c}h}$	η	η
m	[l·s ⁻¹]	[l·s ⁻¹]	[m]	[m]	[kW]	[kW]	[-]	[%]
1	41,664	224,287	43,710	1,814	17,865	3,991	0,223	22,340
2	43,822	209,834	45,966	3,600	19,761	7,411	0,375	37,503
3	45,003	198,012	47,171	4,828	20,825	9,378	0,450	45,033
4	46,825	174,472	49,749	7,485	22,853	12,811	0,561	56,060
5	48,250	151,041	51,521	9,656	24,386	14,308	0,587	58,671
6	48,859	129,476	52,329	11,306	25,082	14,360	0,573	57,252
7	48,619	104,518	51,793	12,879	24,703	13,205	0,535	53,454
8	47,695	75,716	50,761	14,146	23,751	10,507	0,442	44,239
9	45,342	46,271	47,809	14,167	21,266	6,430	0,302	30,238

Měření č. 5

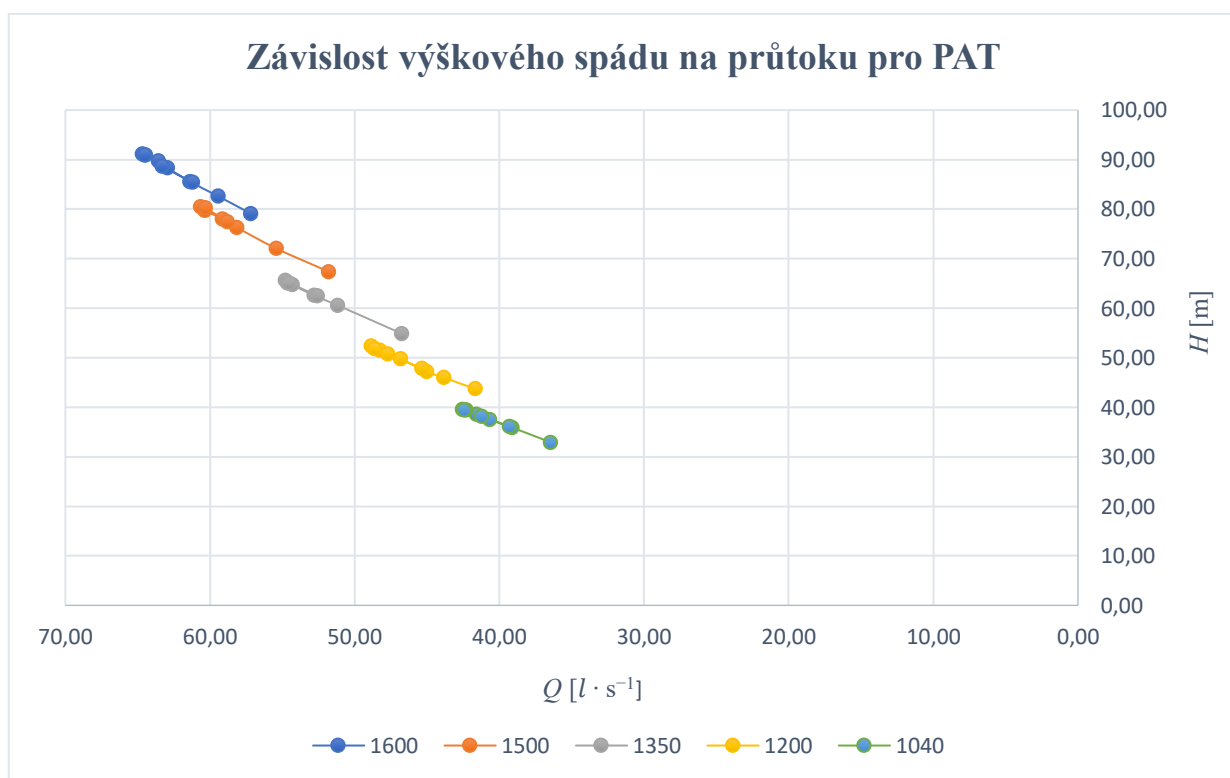
Měření pro přibližnou hodnotu $n = 1040 \text{ min}^{-1}$									
\check{c}	Q_{Tn}	$Q_{\check{c}n}$	Δp_{Tn}	$\Delta p_{\check{c}n}$	$p_{S\check{c}n}$	$p_{okolí}$	T_{voda}	$T_{okolí}$	n_n
m	[l/s]	[l/s]	[kPa]	[kPa]	[kPa]	[kPa]	[°C]	[°C]	[min ⁻¹]
1	39,041	370,501	15,278	155,651	98,672	13,198	13,781	207,677	1114
2	40,017	368,735	34,95	159,658	98,666	13,211	13,798	179,663	1064
3	40,648	367,704	51,424	162,785	98,659	13,232	13,838	155,026	1040
4	40,935	366,799	61,391	164,546	98,657	13,241	13,852	139,792	1024
5	41,174	366,804	72,239	166,332	98,655	13,256	13,855	120,712	1013
6	41,304	366,485	83,356	168,13	98,654	13,273	13,873	99,685	1010
7	41,339	366,678	94,03	169,553	98,652	13,29	13,856	78,637	1013
8	40,834	367,245	104,05	170,598	98,651	13,312	13,873	60,005	1030
9	40,052	368,054	108,446	177,658	98,653	13,336	13,88	40,322	1060

Přepočet parametrů na $n = 1040 \text{ min}^{-1}$								
\check{c}	Q_T	$Q_{\check{c}}$	ΔH_T	$\Delta H_{\check{c}}$	P_{Th}	$P_{\check{c}h}$	η	η
m	[l·s ⁻¹]	[l·s ⁻¹]	[m]	[m]	[kW]	[kW]	[-]	[%]
1	36,448	193,882	32,917	1,357	11,769	2,582	0,219	21,935
2	39,114	175,610	35,911	3,404	13,780	5,864	0,426	42,555
3	40,648	155,026	37,483	5,242	14,946	7,972	0,533	53,338
4	41,575	141,976	38,568	6,455	15,730	8,991	0,572	57,156
5	42,271	123,929	39,411	7,762	16,343	9,436	0,577	57,738
6	42,531	102,646	39,611	9,009	16,527	9,072	0,549	54,893
7	42,441	80,733	39,397	10,103	16,403	8,001	0,488	48,781
8	41,230	60,588	38,166	10,813	15,437	6,427	0,416	41,634
9	39,296	39,561	36,116	10,641	13,923	4,130	0,297	29,663

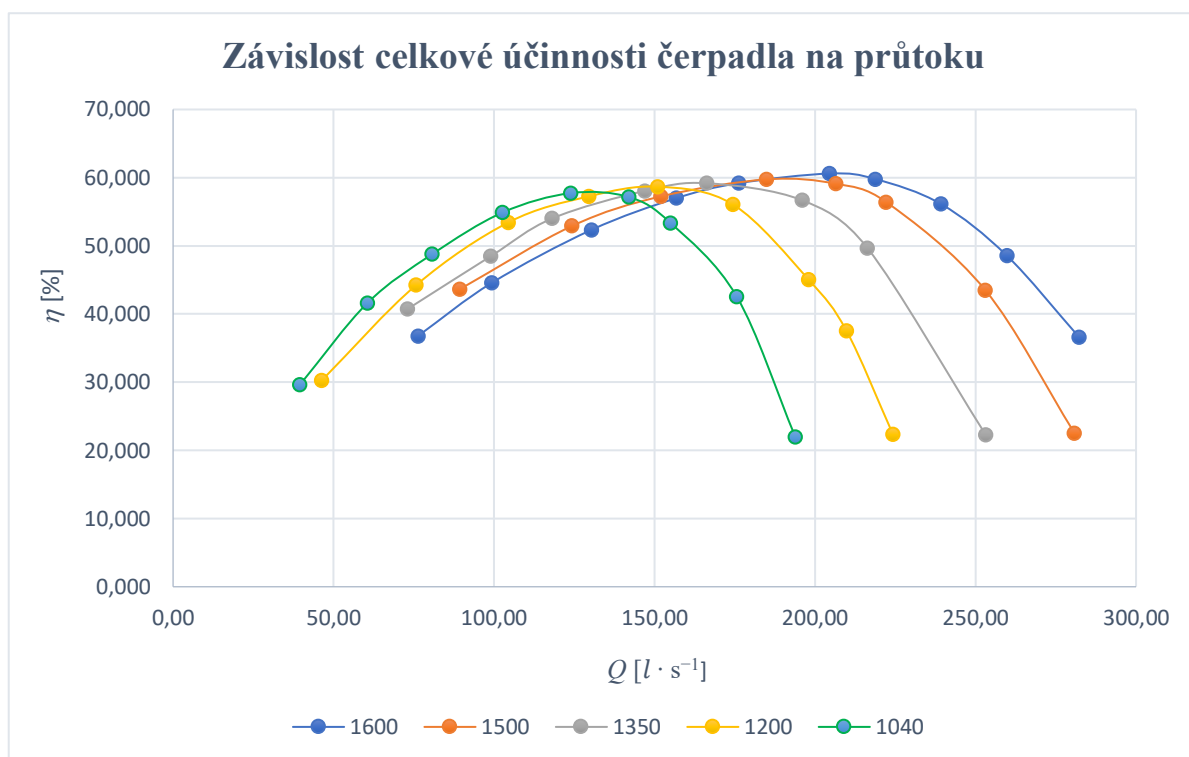
8 Grafické znázornění charakteristik hydro-agregátu



Obr. 23 – Graf závislosti spádové výšky na průtoku čerpadlem



Obr. 24 – Graf závislosti výškového spádu na průtoku PAT



Obr. 25 – Graf závislosti celkové účinnosti čerpadla na průtoku

První z grafů udává charakteristiku čerpadla $H-Q$ při různých otáčkách odstupňovaných od 1040 po 1600 min^{-1} . Průběh charakteristik odpovídá typu čerpadla i teoretickým předpokladům. Charakteristiky lze s dobrou přesností aproximovat polynomem 2. řádu. Účinnost uvedená v obr. 25 se pro různé velikosti otáček, a tudíž i průtoku příliš nemění.

Z vyhodnocení charakteristiky $H-Q$ pro PAT (obr. 24) je patrné, že při jednotlivých konstantních otáčkách pracuje PAT v úzkém rozmezí průtoků a tlakového spádu. Kdyby nebyly zajištěny konstantní podmínky (otáčky, tlakový spád a průtok) za pomoci řídicích prvků, PAT by dosahovala značně nízké účinnosti.

Hodnota maximální účinnosti celého hydro-agregátu je dle vztahu: $\eta = \frac{P_{h\check{c}}}{P_{hT}} \cdot 100$, cca 60 %, a mírně klesá se snižujícími se otáčkami.

Uvážíme-li dosažené výsledky experimentů, které jsou uvedeny v odborné literatuře [8], můžeme usoudit, že PAT by dosáhla vyšších hodnot účinnosti v případě, kdyby nebyla součástí sestavy hydro-agregátu. Tato účinnost by se pohybovala okolo 80 %.

9 Závěr

Předmětem bakalářské práce bylo popsat práci hydrodynamického čerpadla v turbínovém provozu, tedy v reverzním chodu. Možností tohoto provozu se v odborné literatuře zabývá mnoho autorů, jak z hlediska teoretického, tak i praktického využití. Nový impuls pro výzkum této problematiky přišel od výrobců čerpadel ve druhé polovině 20. století a následná spolupráce s výzkumnými ústavy pomohla porozumět jevům spojeným s využíváním PAT. Hlavním cílem v oblasti vývoje je určení charakteristických a výkonnostních křivek PAT, a také stanovení bodu optimální účinnosti (BEP) strojů v turbínovém režimu. Stanovení optima turbíny na základě přepočtových vztahů, vychází z dostupných parametrů čerpadla, tato metoda však stále není úplně jednoznačná. Nejpresnější metodou k získání bodu optimální účinnosti stále zůstává měření.

V práci byla také popsána problematika kinematických poměrů v oběžném kole čerpadla a turbíny. Následovalo vymezení oblasti turbínového provozu pomocí „úplné charakteristiky čerpadel“. Závěr práce obsahuje vyhodnocení naměřených hodnot ze zkoušek hydroagregátu, provedených na uzavřeném zkušebním okruhu společnosti **Sigma Výzkumný a vývojový ústav s.r.o.** Získaná data byla dále porovnána s teoretickými předpoklady z řešební části této práce.

Na základě hydrodynamické podobnosti odstředivého čerpadla a Francisovy turbíny, viz. kapitola 4 Hydrodynamická podobnost, lze stanovit, že čerpadla mohou být kromě klasického provozu, v čerpadlovém režimu, využívána jako malé vodní turbíny, a to bez nutnosti provedení konstrukčních úprav.

K získání vyšší účinnosti při provozu PAT je nutné provést úpravy hydraulického obvodu, viz kapitola 5. 5 „Provoz a regulace čerpadla v turbínovém provozu“, k zajištění optimálních provozních podmínek. Tyto úpravy se týkají hlavně regulace průtoku zavedením konstantních otáček, při kterých je PAT schopno dosáhnout poměrně vysoké účinnosti.

K porovnání teoretických poznatků a situace z reálného provozu byla použita technická zpráva poskytnutá společností SIGMA, konkrétně tedy Výzkumným a vývojovým ústavem. Jedná se o zprávu z měření, které bylo provedeno odborným personálem. Poskytnutá data byla zpracována do přehledných tabulek. Následně byl proveden přepočet na hodnoty konstantních otáček (1040, 1200, 1350, 1500 a 1600 min⁻¹) za účelem získání

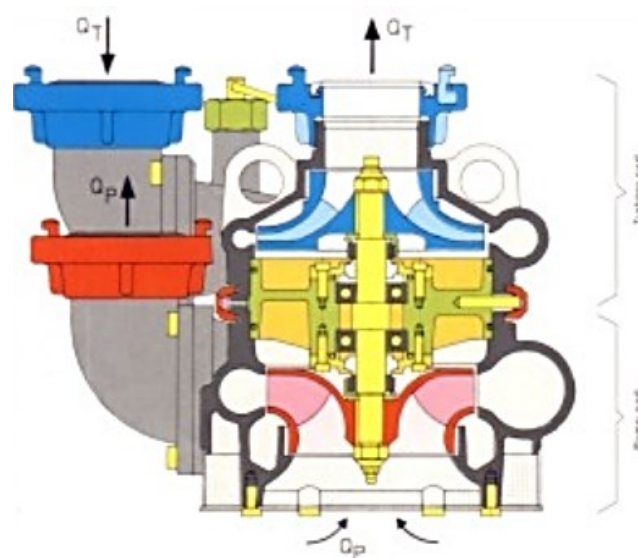
objektivních hodnot, které byly dále použity pro sestavení charakteristiky závislosti $H-Q$ (tlakové výšky na průtoku) a $\eta-Q$ (účinnosti v závislosti na průtoku).

Na základě těchto charakteristik lze snadno určit rozsah použití zkušebního hydro-agregátu. Ze sestavených grafů v kapitole 8 „Grafické znázornění charakteristik hydro-agregátu“ vychází, že PAT pracuje pouze v úzkém rozmezí průtoku a tlakového spádu, což v praxi znamená značnou nevýhodu v porovnání s účinností klasických turbín, které je možné regulovat dle aktuální potřeby.

Dosažená účinnost měřeného hydro-agregátu činí 60 %, což je výrazně méně, než udává odborná literatura pro samostatně pracující PAT. Je to zapříčiněno spojením dvou hydraulických strojů, tedy čerpadla a PAT (jako pohonu). Jejich samostatné účinnosti jsou vyšší.

PAT se využívá v provozu, kde nejsme schopni využít turbínu z důvodu konstrukční obtížnosti, náročnosti obsluhy či komplikovaného provozu a údržby. PAT je zde vhodnou alternativou, která je dostupná v několika rozměrových provedeních, s bohatou nabídkou použitelných řídicích prvků, a to současně za velice přijatelnou cenu.

V technické praxi lze takto implementovat například ponorné kalové čerpadlo Felix 2200 (také označováno AWG DIN 14426) poháněné vodní turbínou, viz obr. 26. Toto zařízení je složeno z kalového čerpadla a vodní turbíny, která slouží jako pohonná jednotka. Obě části jsou od sebe odděleny těsnícím segmentem a jsou spojeny společným hřídelem. Felix 2200 se využívá u záchranných a hasičských systémů k čerpání vody z nízko položených či z jinak obtížně dostupných zdrojů. Zde nachází uplatnění zejména díky svým malým rozměrům, nízké hmotnosti a vysokému výkonu, který lze snadno regulovat. Svou konstrukcí a těsností je velmi odolné vůči nečistotám [11].



Obr. 26 – Turbínové čerpadlo FELIX [11]

Zdroj: http://eshop.zahas-sro.cz/Ponorne-kalove-cerpadlo-pohanene-vodni-turbinou-FELIX-2200-a10319304_10939.aspx

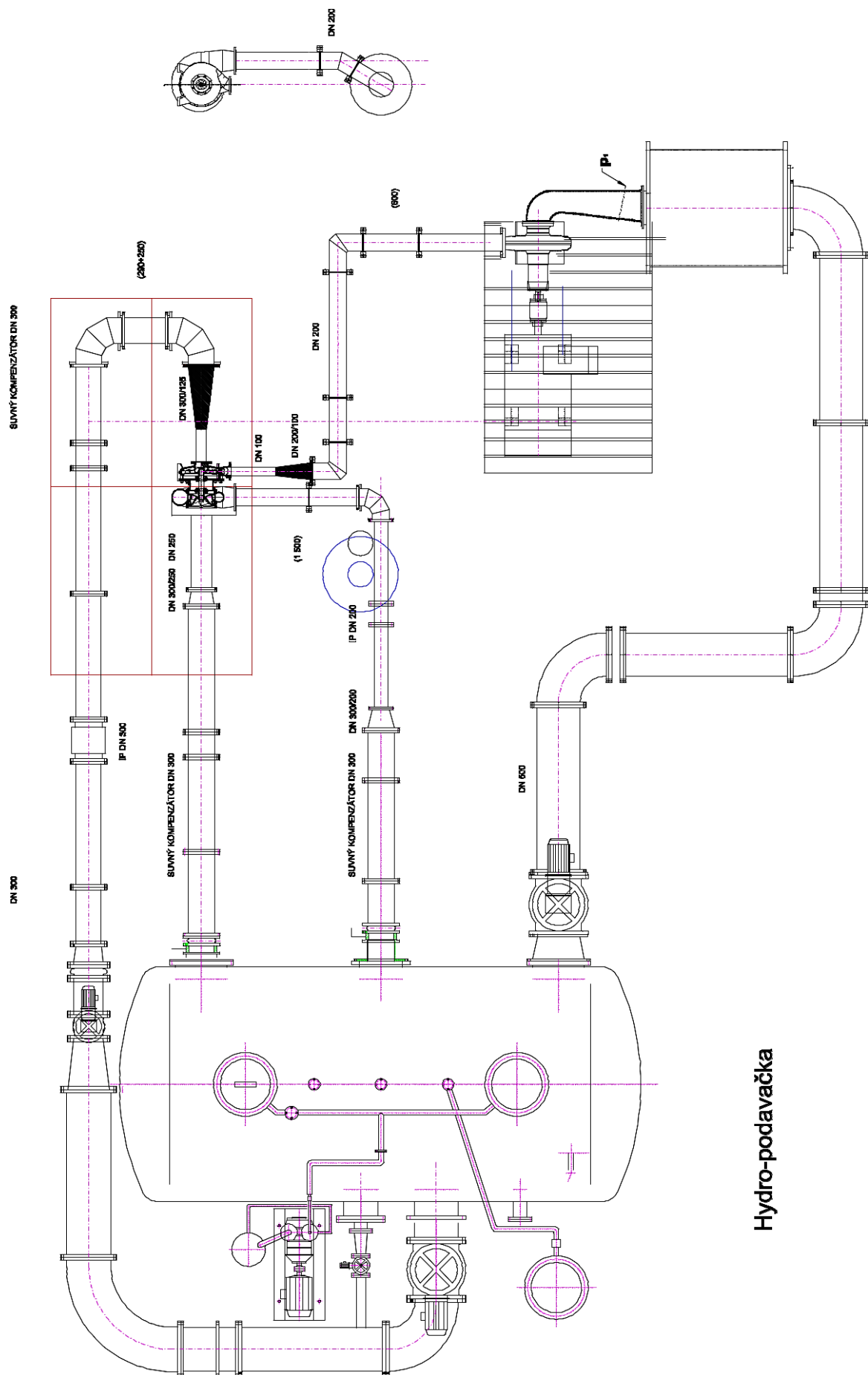
Další využití nachází PAT v procesním průmyslu a ve vodovodních sítích, kde je nutné snížit přebytečný tlak v potrubí za pomoci redukčních ventilů. V poslední době se zvyšuje zájem tuto energii rekuperovat, a to implementací odstředivých čerpadel provozovaných v turbínovém režimu.

Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat své vedoucí práce, paní doc. Ing. Sylvě Drábkové, Ph.D. za odborné vedení a trpělivost během konzultací bakalářské práce. Dále bych rád poděkoval své rodině a přátelům za podporu během studia.

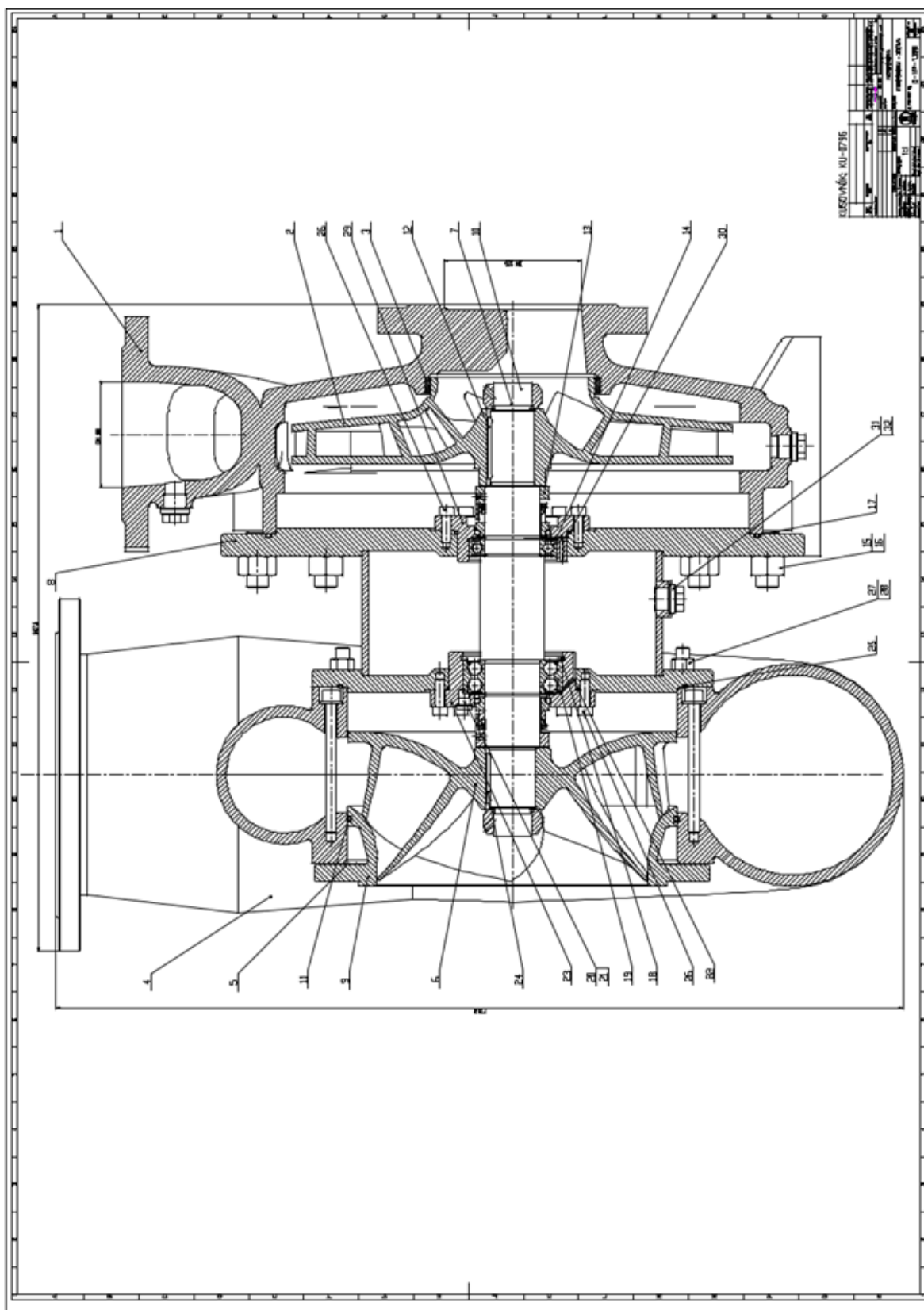
10 Příloha

Obsahem přílohy jsou fotky a schémata uzavřeného zkušebního okruhu podávacího hydro-agregátu (vložené na další straně). Příloha A označuje schéma zkušebny SIGMA Výzkumný a vývojový ústav. Jako další jsou uvedeny příloha B a C, jež znázorňují řez zkušebním podávacím hydro-agregátem a jeho základní pohled, na němž byla zkouška provedena. Přílohy s označením D a E jsou fotografie zkušebního okruhu SIGMA, na kterých je zobrazen pohled na čerpadlovou a turbínovou potrubní větev hydro-agregátu [10].



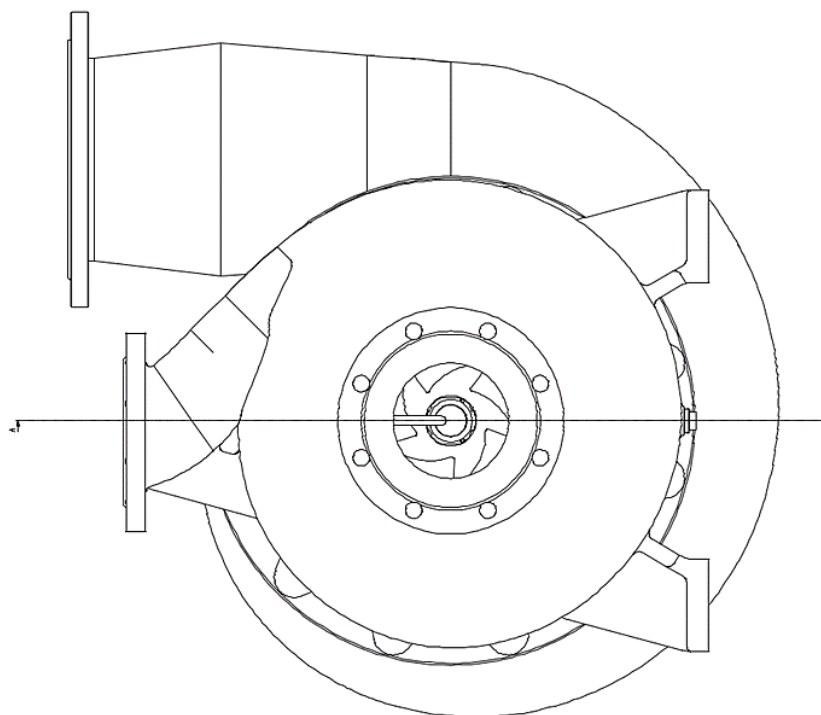
Příloha A – Schéma uzavřeného zkušebního okruhu hydro-agregátu

Zdroj: [10]



Příloha B – Řez hydro-agregátem

Zdroj: [10]



Příloha C – Hydro-agregát

Zdroj: [10]



Příloha D – Pohled ze zkušebny na turbínovou větev

Zdroj: [10]



Příloha E – Pohled ze zkušebny na čerpadlovou větev

Zdroj: [10]

11 Použitá literatura

- [1] TZB-info. Nejnavštěvovanější odborný portál pro stavebnictví a technická zařízení budov [online]. [cit. 2020-01-10]. Dostupné z: <https://www.tzb-info.cz/normy/trida-11>.
- [2] JANALÍK, J. Hydrodynamika a hydrodynamické stroje. [online]. Ostrava: Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava, 2008, [cit. 2020-01-08]. Dostupné z: <https://old.vscht.cz/uchi/ped/hydroteplo/materialy/skripta.Janalik.pdf>.
- [3] DRÁBKOVÁ, Sylva. Mechanika tekutin. [online]. Ostrava: VŠB-TUO, 2007. [cit. 2020-01-15]. ISBN 978-80-248-1508-4. Dostupné z: <http://www.elearn.vsb.cz/archivcd/FS/MT/Mechanika%20tekutin.pdf>.
- [4] BLÁHA, J., BRADA, K. Příručka čerpací techniky. 1. vyd. Praha: ČVUT, 1997. 289 s. ISBN 80-01-01626-9.
- [5] JAHN, Jan. Úpravy čerpadla pro provoz v turbinovém režimu. [online]. Brno, 2019, [cit. 2020-01-15]. Dostupné z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/117428>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce Miloslav Haluza.
- [6] MELICHAR, J., J. VOJTEK a J. BLÁHA. Malé vodní turbíny: konstrukce a provoz. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1998. ISBN 80-01-01808-3.
- [7] BLÁHA, Jaroslav a Karel BRADA. Hydraulické stroje. Praha: SNTL – Nakladatelství technické literatury, 1992. Česká matice technická, č. spisu 436. ISBN 80-03-00665-1.
- [8] CHAPALLAZ, J.-M., P. EICHENBERGER a G. FISCHER. Manual on Pumps Used as Turbines. Germany: Deutsches Zentrum für Entwicklungstechnologien – GATE, a division of the Deutsche Gesellschaft für Technische Zusammenarbeit (GTZ) GmbH, 1992. MHPG series harnessing water power on small scale. ISBN 3-528-02069-5.
- [9] KSB. Centrifug Pump Lexicon. Turbine mode. [online]. [cit. 2020-04-20]. Dostupné z: <https://www.ksb.com/centrifugal-pump-lexicon/turbine-mode/328156/>.

- [10] KOMÁREK, Martin. Zpráva o měření podávacího hydro-agregátu. [online]. Lutín, prosinec 2018, [cit. 2020-05-01]. Dostupné z: databáze SIGMA Výzkumný a vývojový ústav Lutín. Zpráva o měření. SIGMA GROUP a.s. Vedoucí práce: Milan Sedlář.
- [11] ZAHAS – Záchranné a hasičské systémy. Ponorné kalové čerpadlo poháněné vodní turbínou FELIX 2200. [online]. [cit. 2020-05-05]. Dostupné z: http://eshop.zahas-sro.cz/03-Cerpadla-a-strikacky/Prenosna-ponorna-cerpadla-s-ydropohonem/Ponorna-turbinova-cerpadla/PKTC-FELIX-_d6476227_10939.aspx.
- [12] KOPÁČEK, Jaroslav a Bohuslav PAVLOK. Tekutinové mechanismy. 3. vyd. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2011. ISBN 978-80-248-2405-5.
- [13] BEDNÁŘ, Josef. Turbíny: (malé vodní elektrárny). Českovice: Marcela Bednářová, c2013. ISBN 978-80-905437-0-6.